

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

А 56007

Е.М. Казарновский

Р

РЕГУЛИРОВАНИЕ
ТЕМПЕРАТУРЫ
ПЕРЕГРЕТОГО
П А Р А
В МОЩНЫХ
ПАРОВЫХ
КОТЛАХ

Металлургиздат - 1960

Е. М. КАЗАРНОВСКИЙ

Канд. техн. наук

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА В МОЩНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛАХ

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ДОПОЛНЕННОЕ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ
ПО ЧЕРНОЙ И ЦВЕТНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

Москва 1960

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	5
Введение	7
Глава I. Температурные характеристики пароперегревателей и необходимый диапазон регулирования температуры перегретого пара	11
Глава II. Основные принципы регулирования температуры перегретого пара	29
1. Обзор применяемых конструкций газового регулирования температуры перегретого пара	30
2. Обзор применяемых конструкций пароохладителей	50
А. Впрыскивающие пароохладители	51
Обзор конструкций впрыскивающих пароохладителей	56
Устройства для впрыска собственного конденсата	63
Новая схема регулирования температуры перегретого пара впрыскиванием питательной воды в рассечку пароперегревателей по методу И. И. Кошелева и А. С. Шишкина (МОЦКТИ)	76
Б. Поверхностные пароохладители	78
Внутрибарабанные поверхностные пароохладители	78
Выносные пароохладители, расположенные в отдельном корпусе, с охлаждением пара котловой водой	82
Выносные пароохладители с охлаждением пара питательной водой	89
Схемы включения поверхностных пароохладителей по водной стороне	104
Глава III. Тепловой расчет пароохладителей и конденсаторов для впрыска собственного конденсата	115
1. Поверхностные пароохладители	115
2. Расчет колончатых пароохладителей	124
3. Впрыскивающие пароохладители	125
4. Рекомендации для проектирования устройств для впрыска собственного конденсата	6
Глава IV. Снижение температуры в пароохладителях	128
1. Снижение температуры пара в пароохладителях, охлаждаемых питательной и котловой водой	128
2. Снижение температуры пара во впрыскивающих пароохладителях	131
Глава V. Неравномерность снижения температуры пара в пароохладителях, установленных на стороне насыщенного пара и в промежуточной камере пароперегревателя	135
1. Итоги исследования снижения температуры пара в змеевиках пароперегревателя с колончатыми пароохладителями	135

АННОТАЦИЯ

В книге приведены температурные характеристики пароперегревателей и необходимые диапазоны регулирования температуры перегретого пара при сжигании угольной пыли и доменного газа, определенные на основе опыта проектирования и испытаний мощных котельных агрегатов повышенного и высокого давления; рассмотрены конструкции регуляторов перегрева и их характеристики. Указаны методы увеличения эффективности пароохладителей, рациональные схемы включения их, пределы допустимых снижений перегрева пара. Даны рекомендации по выбору типа пароохладителей, их тепловому расчету и по увеличению надежности работы пароперегревателей. Книга предназначена для инженеров и техников, занятых эксплуатацией и проектированием котельных установок, для научных работников и студентов вузов.

2. Итоги исследования неравномерности снижения температуры пара в змеевиках пароперегревателя с пароохладителями, установленными в промежуточной камере пароперегревателя (в расщелку)	140
А. Аналитическое определение неравномерности снижения температуры пара регулятором перегрева	142
Б. Мероприятия по уменьшению неравномерности и по предупреждению расстройств вальцовочных соединений	149
3. Неравномерность распределения температур в змеевиках пароперегревателя с горизонтальными пароохладителями, установленными в сухопарнике или в камере насыщенного пара	152
Приложения:	173
Примерный расчет пароохладителей	173
Номограммы I, II, III, IV, V	171
вклады	171
Литература	182

ПРЕДИСЛОВИЕ

Исторические решения XXI съезда Коммунистической партии Советского Союза о контрольных цифрах развития народного хозяйства СССР на 1959—1965 годы и последующих Пленумов ЦК КПСС поставили перед советскими энергетиками огромные задачи наращивания мощностей электрических станций, Строительство новых и расширение действующих тепловых электростанций, предусматривающие применение пара высоких и сверхвысоких параметров, постройку и использование более мощного энергетического оборудования, предъявляют, в частности, серьезные требования к дальнейшему усовершенствованию котельных агрегатов.

Одним из весьма важных элементов современных мощных паровых котлов является устройство для регулирования температуры перегретого пара. Обобщение опыта эксплуатации и исследований, критическая оценка существующих конструкций регуляторов перегрева пара и некоторые рекомендации, приведенные в настоящей книге, должны помочь в выборе наиболее рациональных решений при проектировании новых и реконструкции существующих котельных агрегатов.

Большое значение имеет также повышение эффективности и надежности работы регуляторов перегрева пара на действующих котлах, особенно при переводе их на автоматическую работу. В связи с этим оказалось необходимым проанализировать конструктивные и эксплуатационные характеристики прежних конструкций пароохладителей, несмотря на то что многие из них, возможно, не будут использованы в новых агрегатах. Это особенно важно для котельных агрегатов, устанавливаемых на металлургических заводах, где при одновременном сжигании доменного газа и угольной пыли или натурального газа требуется значительно больший диапазон регулирования температуры пара, чем при сжигании одного вида топлива.

Настоящее (третье) издание книги дополнено новыми материалами по эксплуатации и испытанию котельных агрегатов, главным образом агрегатов высокого давления, недавно вошедших в строй на районных электростанциях и электростанциях заводов черной металлургии.

Хотя в настоящем издании рассматриваемый вопрос освещен более полно, чем в предыдущем, однако в связи с бурным ростом котлостроения и происходящим пересмотром конструкций регуляторов перегрева книга не может претендовать на исчерпывающее освещение затронутой темы.

Дело в том, что в последнее время введены котельные агрегаты с регулированием перегрева впрыском собственного конденсата и перепуском дымовых газов, а в стадии пуска находятся агрегаты с рециркуляцией газов, опыт применения которых очень ограничен; естественно поэтому, что соответствующие материалы не могут быть достаточно полно отражены в данной книге.

ВВЕДЕНИЕ

Современные котельные агрегаты теплосиловых установок требуют поддержания температуры перегретого пара в достаточно узких пределах, близких к проектному ее значению. Это требование диктуется условиями как надежности, так и экономичности работы паросиловых установок.

Снижение температуры перегретого пара вызывает не только понижение экономичности всей теплосиловой установки в целом, но также и эрозию последних ступеней турбины. Уменьшение величины перегрева по проекту ниже определенного предельного значения может привести к снижению надежности работы турбинных установок, а иногда даже и к аварийному их состоянию вследствие недопустимого увлажнения пара при расширении его в последних ступенях турбины.

Повышение температуры перегретого пара выше заданного значения, определяемого условиями прочности материалов, применяемых в котлотурбостроении, тоже недопустимо, так как влечет за собой ускорение деформации и преждевременное разрушение металла турбинных установок и трубок пароперегревателя и вызывает аварийные остановки оборудования.

Между тем любое изменение режима работы современной котельной установки, связанное с изменением производительности, давления пара, качества топлива, температуры питательной воды, избытка воздуха, режима работы пылеприготовительных устройств и других факторов, отражается на температуре перегретого пара, причем иногда эти факторы действуют одновременно в одном и том же направлении [1].

Применяемый часто в эксплуатации метод регулирования температуры перегретого пара за счет изменения избытка воздуха, подтягивания факела к верху топки, передачи нагрузки на верхние горелки и т. д. понижает экономичность работы котельного агрегата, в некоторых случаях приводит к шлакованию стен топочной камеры и конвективных поверхностей нагрева, а иногда даже вызывает аварии котельной установки.

Таким образом, работа котельных агрегатов без специальных устройств для регулирования перегрева пара в большинстве случаев недопустима.

Особенно велико изменение температуры перегретого пара при переходе от сжигания угольной пыли к сжиганию доменного газа на котлах металлургических заводов. На некоторых котлах при переходе от сжигания угольной пыли при номинальной нагрузке котла к сжиганию доменного газа при нагрузке котла в 60—70% от номинальной условная температура перегретого пара повышается на 80° и более.

Для обеспечения надежной и экономичной работы котельных агрегатов регуляторы перегрева должны обеспечивать:

- 1) плавность регулирования и поддержание устойчивой температуры пара при колебаниях режима в определенных пределах;
- 2) возможность полной автоматизации процесса регулирования перегрева несложными средствами;
- 3) защиту турбины и змеевиков пароперегревателя от воздействия пара недопустимо высокой температуры;
- 4) равномерное снижение перегрева по всем змеевикам пароперегревателя;
- 5) полную надежность работы самого регулятора;
- 6) отсутствие влияния регулятора перегрева на надежность работы других элементов установки;
- 7) отсутствие заметного уменьшения экономичности работы котла или увеличения суммарной поверхности нагрева его при установке регулятора перегрева;
- 8) относительно небольшие вес и стоимость регулятора перегрева с его коммуникациями.

Удовлетворить все перечисленные требования очень сложно.

В настоящее время вопросу регулирования температуры перегретого пара уделяют много внимания; в эксплуатации находится большое число регуляторов перегрева разных типов, различающихся между собой методом регулирования перегрева (паровое и газовое), конструкцией и расположением пароохладителей. Некоторые котлы, работающие на предприятиях СССР, имеют радиационно-конвективные пароперегреватели, но не имеют регуляторов перегрева.

Наибольшая надежность работы регулятора и стабильность температуры перегретого пара достигаются при применении ав-

томного метода регулирования, при котором никакие изменения режима работы котла не отражаются на работе регулятора перегрева.

В отечественном котлостроении ранее почти на всех мощных барабанных котлах, включая и котлы высокого давления типа ТП-230, ТП-170 и ПК-10, применялись конвективные пароперегреватели и регулирование температуры перегретого пара осуществлялось в поверхностных пароохладителях с охлаждением пара в большинстве случаев питательной водой [2, 3, 4]. Лишь на некоторых мощных котлах последних выпусков для регулирования перегрева дополнительно использовались поворотные горелки, а в единичных случаях — применялось газовое регулирование заслонками в области пароперегревателя.

После создания котлов сверхвысоких параметров заводы стали применять впрыскивающие пароохладители [5], которые начинают широко внедрять и в установках котлов высокого давления.

В первый период развития мощных котлов повышенного давления пароохладители некоторых типов, будучи недоработанными с точки зрения их конструкции и расчета, отличались в эксплуатации рядом недостатков. Эти недостатки не исследовались и конструкции пароохладителей не доводились до удовлетворительного состояния, например внутривибрационные пароохладители и др. В последующих конструкциях котлов применялись пароохладители новых типов, имевшие свои специфические дефекты, которые также недостаточно подробно изучались.

Наиболее полные исследования пароперегревателей и пароохладителей котлов повышенного давления были проведены автором в котельно-исследовательской лаборатории Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) при изучении головных образцов серийных котлов производительностью 200 т/час: секционных, типа КО-III-200, КО-IV-200 и КО-VI-200.

На котлах высокого давления пароперегреватели и регуляторы перегрева были испытаны Центральным котлотурбинным институтом (ЦКТИ), Всесоюзным теплотехническим институтом (ВТИ), ЦЛЭМ (Центральной лабораторией и экспериментальными мастерскими Мосэнерго) и ОРГРЭС.

За последний период накопился обширный материал по вопросам конструирования, эксплуатации, наладки и исследования работы пароохладителей. Однако эти вопросы, несмотря на

их важность, в выпущенной за последние годы в СССР литературе по паровым котлам не получили еще достаточного освещения, особенно применительно к котлам металлургических заводов, в которых одновременно сжигают доменный и коксовый газы и угольную пыль. Между тем на некоторых электростанциях пароохладители до сих пор не обеспечивают необходимого снижения перегрева, в то время как на других наблюдается недопустимое форсирование работы пароохладителей, что приводит к аварийным остановкам котлов и недоотпуску электроэнергии.

Приходится признать, что вопросы регулирования перегрева в барабанных котлах не получили еще достаточно удовлетворительного решения [6].

В публикуемой работе сделана попытка обобщить и проанализировать имеющиеся к настоящему времени данные эксплуатации и наладки пароохладителей, результаты исследования их работы и опыт проектирования. Это дало возможность разработать метод теплового расчета пароохладителей и метод определения неравномерности снижения перегрева по ширине котла, а также оценить все имеющиеся отечественные конструкции пароохладителей и схемы включения их с точки зрения удовлетворения требованиям, предъявляемым к регуляторам перегрева.

Наряду с этим в книге приводится краткий обзор методов регулирования перегрева и основных конструкций поверхностных пароохладителей, применяемых за границей.

ГЛАВА I

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ И НЕОБХОДИМЫЙ ДИАПАЗОН РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

Температура перегретого пара, вырабатываемого в современных паровых котлах, не является постоянной и иногда в весьма сильной степени зависит от характера и особенностей режима работы котла.

Основные факторы, влияющие на температуру перегретого пара, следующие:

- 1) изменение нагрузки котла;
- 2) колебание давления в паропроводе;
- 3) качество топлива;
- 4) температура питательной воды;
- 5) шлакование радиационных поверхностей нагрева и котельного пучка;
- 6) избыток воздуха;
- 7) догорание продуктов неполного сгорания в области перегревателя;
- 8) загрязнение поверхностей нагрева котла и пароперегревателя и их обдувка;
- 9) изменение положения факела;
- 10) неравномерность работы питателей пыли.

Некоторые из указанных факторов часто изменяются и требуют постоянного регулирования температуры перегретого пара (например, колебание давления в паропроводе, неравномерность работы питателей пыли), другие требуют эпизодического вмешательства регулятора перегрева (например, изменение нагрузки, изменение рода топлива, обдувка поверхностей нагрева).

Значительное расширение диапазона регулирования для обеспечения заданной температуры при всех колебаниях режима вызывает необходимость увеличения поверхностей нагрева и тепловосприятости пароперегревателя и для нормальных условий работы котла. Между тем с точки зрения эффективности использования металла увеличение тепловосприятости пароперегревателя менее выгодно, чем котельными или экономайзерными поверхностями нагрева, тем более, что воспринятое тепло, в случае применения для регулирования температуры пара пароохладителей, должно быть затем вновь передано в них охлаждаю-

щему агенту, которым в большинстве случаев является питательная вода. То же наблюдается и при впрыске собственного конденсата, для получения которого требуется конденсация собственного пара питательной водой. Таким образом, получается двукратный теплообмен. Кроме того, во многих случаях значительное форсирование некоторых типов пароохладителей приводит к неполадкам в работе как пароохладителя, так и пароперегревателя.

Поэтому выбор диапазона регулирования должен производиться лишь в пределах, необходимых для обеспечения постоянства температуры перегрева при изменениях не всех режимных факторов, а лишь тех из них, которые обычно имеют место в нормальных условиях эксплуатации. (Изменения случайные или вызванные неправильным ведением режима работы котельного агрегата при проектировании пароохладителей учитывать не требуется).

Указанные выше факторы не зависят от обслуживающего персонала, и колебание перегрева, вызванное изменениями режима, должно быть воспринято регулятором перегрева.

Колебания избытка воздуха, а также шлакование экранов топочной камеры и котельного пучка могут вызвать весьма значительные изменения температуры перегретого пара, причем с увеличением избытка воздуха и шлакования поверхностей нагрева экранов и в особенности котельного пучка температура пара увеличивается. Эти факторы, однако, в значительной степени зависят от работы эксплуатационного персонала, поэтому влияние их не должно учитываться в полной мере при определении величины пределов изменения температуры пара.

Догорание продуктов сгорания топлива в области пароперегревателя также вызывается неправильным ведением режима топки или системы пылеприготовления (угрубление помола) и в нормальных условиях эксплуатации не должно иметь места; поэтому колебания температуры пара по указанным причинам не следует в полной мере учитывать при расчете необходимого диапазона регулирования.

Одним из наиболее существенных факторов, влияющих на температуру перегретого пара, является переход на другое топливо — с угольной пыли на сжигание доменного газа, и наоборот, а при постоянном топливе — изменение нагрузки котла. В условиях эксплуатации современных мощных котлов практически достаточно обеспечить неизменность температуры перегрева в пределах изменения нагрузки от 60 до 100%.

Дальнейшее уменьшение нагрузки при применении многих видов топлива обычно лимитируется устойчивостью процесса горения; в случае же использования топлива, при котором возможно дальнейшее снижение нагрузки, повышение температуры пара может быть достигнуто за счет изменения избытка воздуха или применения других режимных приемов, снижаю-

щих экономичность котлоагрегата, но не рекомендуемых для более высоких нагрузок.

Для мощных блоков котел — турбина межведомственное задание на проектирование котельных агрегатов, рассчитанных на выработку пара новых параметров, устанавливает диапазон нагрузок котла, при которых должна обеспечиваться температура перегретого пара в пределах от 100 до 70% от номинальной.

Для того чтобы при изменении нагрузки котла температура пара была постоянной, необходимо размещать пароперегреватель в такой зоне температур, где тепловосприятие его поверхности нагрева может изменяться в том же соотношении, что и тепловосприятие остальных испаряющих поверхностей нагрева, т. е. пропорционально изменению количества образовавшегося пара. Такое размещение поверхности нагрева пароперегревателя принципиально вполне возможно при выполнении радиационно-конвективного пароперегревателя, состоящего из двух частей. Размеры поверхности нагрева каждой части должны быть подобраны таким образом, чтобы кривая зависимости температуры перегретого пара от изменения нагрузки, которую в дальнейшем будем называть «температурной характеристикой пароперегревателя», была пологой и перегрев практически оставался неизменным.

Возможность получения такой характеристики объясняется тем, что доля прямой отдачи тепла радиационным поверхностям нагрева с повышением нагрузки уменьшается; поэтому часть пароперегревателя, размещенная в зоне радиации топки, дает падающую температурную характеристику его. Часть же пароперегревателя, находящаяся в зоне конвективных поверхностей нагрева, дает повышающуюся с нагрузкой температурную характеристику. Эта характеристика в сильной степени зависит от зоны температур газов, в которой расположена поверхность нагрева пароперегревателя, а также от взаимного направления потоков газа и пара (противоток или параллельный ток). Чем выше уровень температур газов, в котором размещен пароперегреватель, тем более пологой будет температурная характеристика конвективной части пароперегревателя. При противотоке получается также более пологая характеристика, чем при параллельном токе, но разница между ними уменьшается по мере повышения температуры газов в районе пароперегревателя.

На рис. 1 приведена температурная характеристика комбинированного радиационно-конвективного пароперегревателя, определенная расчетным путем Всесоюзным теплотехническим институтом для проекта котла высокого давления ВТИ производительностью 90/110 т/час в условиях сжигания абсолютно сухого топлива [7]. Как видно из кривых, при выполнении чисто радиационного пароперегревателя получается падающая температурная характеристика с изменением перегрева от заданной в 495° при нагрузке в 60% до 448° при полной нагрузке. При

чисто конвективном пароперегревателе, наоборот, наблюдается возрастающая характеристика с изменением перегрева от 495 до 615° при изменении нагрузки от 60% до полной. При распределении поверхностей нагрева таким образом, чтобы 90 ккал/кг воспринималось радиационной частью и 66,8 ккал/кг — конвективной частью, характеристика получается стабильной¹.

Однако, несмотря на указанные преимущества радиационно-конвективных пароперегревателей, позволяющих подбирать со-

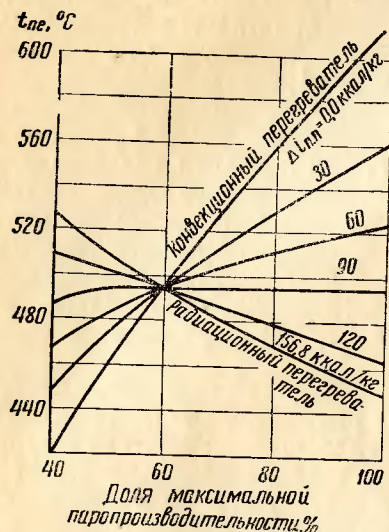


Рис. 1. Температурная характеристика комбинированного пароперегревателя для проекта котла системы ВТИ

отношения конвективных и радиационных поверхностей нагрева таким образом, чтобы получить стабильный перегрев при всех нагрузках, эксплуатация подобных перегревателей показала, что решить эту задачу не всегда возможно. Проведенное ЦКТИ обследование ряда установленных в СССР котлов высокого давления с радиационно-конвективными перегревателями производительностью до 110 т/час показало, что их температурные характеристики в значительной степени связаны с интенсивностью обогрева радиационного перегревателя, которая зависит от колебаний радиационной нагрузки в той зоне топочной камеры, где расположен перегреватель. Даже при сохранении постоянной нагрузки котла вы-

ключение горелки в области расположения настенного радиационного перегревателя или изменение положения факела в этой зоне вызывают значительные отклонения температуры пара на выходе из радиационной части и конечной температуры перегретого пара. Таким образом, и для котлов с радиационными перегревателями, особенно для котлов умеренной производительности, требуется применение регуляторов перегрева с таким же диапазоном регулирования, как и для конвективных перегревателей.

Следует полагать, что в мощных котлах, особенно при топках с угловыми горелками, где выключение одной горелки су-

щественно не меняет положения факела, характеристики получатся достаточно пологими; однако и в этом случае необходимость установки регуляторов перегрева, но с несколько меньшим диапазоном регулирования, сохраняется. На всех барабанных котлах производительностью до 230 т/час, изготавливаемых отечественными котлостроительными заводами, до последнего времени выполнялись пароперегреватели лишь конвективного типа, и характеристики их не являются вполне стабильными при изменении нагрузки котла.

В более ранних конструкциях мощных котлов перед пароперегревателем обычно размещался котельный пучок значительной поверхности нагрева, а следовательно, пароперегреватель располагался в зоне умеренных температур (трехбарабанные котлы 2500 м², секционные 160/200 т/час и т. д.). В последующих конструкциях поверхность нагрева конвективных котельных пучков постепенно уменьшалась, и во многих конструкциях современных котлов повышенного и высокого давления до пароперегревателя устанавливаются лишь три разреженных ряда труб, являющихся продолжением заднего экрана.

Поэтому конвективные пароперегреватели последних конструкций мощных котлов ТП-230, ТП-170, ПК-10 и др. также в известной степени являются радиационно-конвективными, так как они частично воспринимают тепло из топки радиацией через проходы между разреженными трубами фестона.

Следует отметить, что весьма большое значение для расчета пароперегревателя имеет определение тепловосприятия поверхностей нагрева топочной камеры. От правильности расчета температуры газов на выходе из топки, определяющей в основном температуру газов на входе в перегреватель, зависят как размеры поверхности нагрева перегревателя, как и его температурные характеристики. Имеющиеся к настоящему времени методы расчета прямой отдачи топки позволяют с приемлемой для практического использования точностью определить поверхность нагрева пароперегревателя, а также построить его температурные характеристики. Наряду с расчетными характеристиками для оценки необходимого диапазона регулирования перегрева значительный интерес представляют характеристики работы котлов, полученные при испытаниях.

Исходя из этих соображений, в данной работе рассмотрены как расчетные характеристики пароперегревателей для некоторых котлов, так и характеристики, полученные при комплексных испытаниях котлов при разных нагрузках, в которых отражен суммарный эффект одновременного воздействия нескольких факторов.

На рис. 2 представлена кривая температурной характеристики перегревателя котла производительностью 200 т/час типа ПК-5 при работе на подмосковном угле в зависимости от изменения нагрузки в пределах от 60 до 100%, определенная по ме-

¹ Следует отметить, что в данном случае был рассчитан наиболее трудный с точки зрения стабильности перегрева случай работы котла высокого давления на сухом, сильно шлакующем топливе с размещением конвективного пароперегревателя в зоне относительно низких температур газов. Поэтому приведенные характеристики надо рассматривать как отражающие лишь качественную сторону явления.

тодике теплового расчета ЦКТИ 1945 г. Изменение нагрузки этого котла в пределах 60—100% изменяет конечную температуру перегретого пара на 25° (при выключенном регуляторе).

На рис. 3 дана температурная характеристика перегревателя барабанного котла высокого давления производительностью

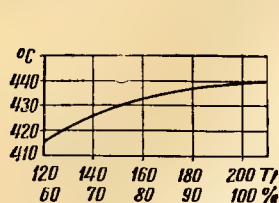


Рис. 2. Расчетная температурная характеристика пароперегревателя котла типа ПК-5 при работе на подмосковном угле

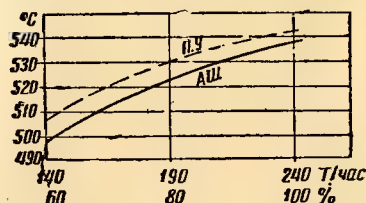
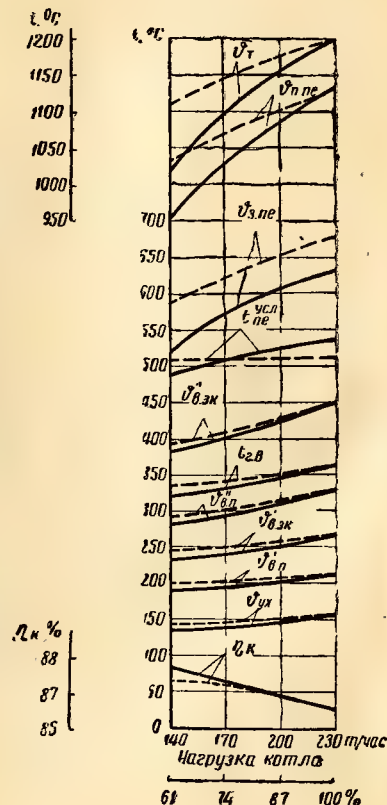


Рис. 3. Расчетная температурная характеристика пароперегревателя для проекта котла типа КО-VII-240

Рис. 4. Расчетная температурная характеристика пароперегревателя котла ПК-10 при работе на шустулепском угле (к. п. д. котельного агрегата и другие расчетные характеристики котла определены для условий неизменного к. п. д. топки):

— регулирование перегрева парохладителем; — — — регулирование перегрева поворотными горелками; ϑ_{Γ} — температура газа на выходе из топки; $\vartheta_{п.пе}$ — температура газа перед пароперегревателем; $\vartheta_{з.пе}$ — температура газа за пароперегревателем; $t_{усл. пе}$ — условная температура перегретого пара; $\vartheta_{в.эк}$ — температура газа за второй ступенью водяного экономайзера (по ходу воды); $t_{г.в}$ — температура горячего воздуха; $\vartheta_{в.п}$ — температура газа за второй ступенью воздухоподогревателя; $\vartheta_{в.эк}$ — температура газа за первой ступенью водяного экономайзера (по ходу воды); $\vartheta_{в.п}$ — температура газа за первой группой первой ступени воздухоподогревателя; $\vartheta_{ух}$ — температура уходящих газов; γ_{Γ} — к. п. д. котельного агрегата



240 т/час типа КО-VII-240 при работе на АШ и подмосковном угле (П. У). Здесь колебание температуры нагрева при изменении нагрузок от 58 до 100% (при постоянном избытке воздуха) составляет 40° для АШ и 34° для подмосковного угля.

На рис. 4 показана температурная характеристика перегревателя для котла высокого давления типа ПК-10 производительностью 230 т/час, $t_{пе} = 510^\circ$ при сжигании тощего кузнецкого угля (шустулепского).

На этом котле регулирование температуры перегретого пара предусматривается двумя способами: при помощи поворотных угловых горелок и при помощи парохладителя, установленного в камере насыщенного пара. Как видно из характеристики пароперегревателя (см. рис. 4) изменение нагрузки котла от 61 до 100% при постоянном избытке воздуха приводит к изменению конечной температуры перегретого пара на 44° (при выключенном регуляторе). В действительности избыток воздуха при пониженных нагрузках обычно выше нормального. Расчеты показывают, что увеличение коэффициента избытка воздуха при пониженных нагрузках всего лишь на 0,1 приводит к увеличению перегрева при нагрузке в 140 т/час (61%) до 504° вместо 488°; в этом случае изменение конечной температуры в пределах изменения нагрузки 61—100% составит всего лишь 28°.

Сравнение методов регулирования температуры перегретого пара парохладителем и поворотными горелками на основе расчетных характеристик работы котла, приведенных на рис. 4 (для обоих методов), дано ниже.

На рис. 5 представлена основная характеристика перегревателя секционного котла производительностью 160/200 т/час с полностью экранированной топкой по данным испытаний его на

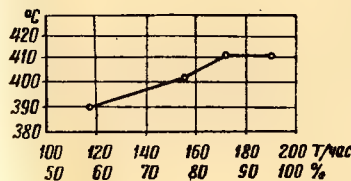


Рис. 5. Температурная характеристика пароперегревателя секционного котла при работе на подмосковном угле

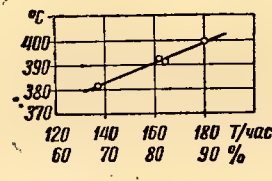


Рис. 6. Температурная характеристика пароперегревателя секционного котла при работе на тощем угле

подмосковном угле. Пароперегреватель у этого котла противоточный, до пароперегревателя имеется большой конвективный котельный пучок [9, 10]. Температура перегретого пара при возрастании нагрузки котла на 60—95% от максимальной изменялась с 390 до 412°, т. е. на 22°.

Температурная характеристика для такого же секционного котла при работе на тощем донецком угле показана на рис. 6. В этом случае температура перегретого пара изменялась с 382 до 398° при изменении нагрузок соответственно на 68—91% от максимальной [11].

Избыток воздуха при испытаниях практически оставался постоянным, а колебание температуры пара должно быть в основном отнесено за счет изменения нагрузки.

Экстраполируя данные, полученные при испытаниях в условиях колебания нагрузок от 60 до 100%, можно оценить диапазон изменения температуры перегретого пара для этого котла в пределах порядка 30°.

На рис. 7 приведена температурная характеристика перегревателя для котла типа КО-III-200 производительностью 200 т/час при давлении 34 ата и работе на промпродукте кизеловского угля ($\omega_{\text{прив}} = 0,8\%$). Котельный пучок в этом котле несколько меньше, чем в секционных котлах. Изменение перегрева в пределах нагрузки 64—103% составляло всего 18°. При этих испытаниях наблюдалось лишь небольшое повышение избытка воздуха при уменьшенной нагрузке.

На рис. 8 показана температурная характеристика перегревателя котла того же типа при работе на антрацитовом штыве. Ис-

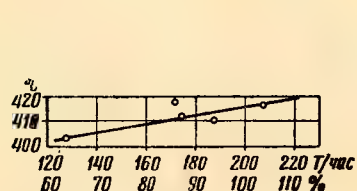


Рис. 7. Температурная характеристика пароперегревателя котла КО-III-200 при работе на промпродукте кизеловского угля

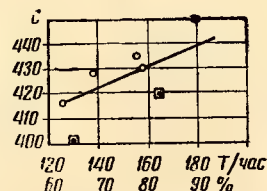


Рис. 8. Температурная характеристика пароперегревателя котла КО-III-200 при работе на АШ

пытывались режимы котла при полностью очищенной поверхности нагрева (на кривой температуры пара эти точки показаны кружками, заключенными в квадрат) и при зашлакованном granulatore и пучке (черная точка наверху, в правом углу). Без учета этих нехарактерных режимов изменение температуры пара при возрастании нагрузки котла с 60 до 100% составляло около 25°.

Температурная характеристика перегревателя котла 75-39-Ф-1 системы ЦКТИ (производства Барнаульского котельного завода), оборудованного шахтно-мельничной топкой, при работе на

кашпирском сланце, полученная по данным испытаний А. П. Баранова [12], приведена на рис. 9. Как видно из кривой, характеристика пароперегревателя при изменении нагрузки в пределах 69—93% от полной получается достаточно стабильной. Намечается лишь слабое повышение температуры пара с ростом нагрузки. В данном случае стабильность перегрева в значительной степени определялась избытком воздуха, который увеличивался по мере уменьшения нагрузки.

На рис. 10 приведена зависимость условной температуры перегретого пара от паропроизводительности котла высокого давления ТП-230-1 с двухфронтовым расположением круглых горелок, при сжигании подмосковного угля, для нагрузок котла

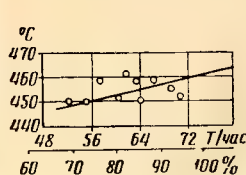


Рис. 9. Температурная характеристика пароперегревателя котла 75-39-Ф-1 при работе на кашпирском сланце

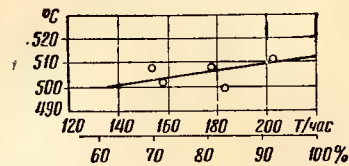


Рис. 10. Условная температура перегретого пара в зависимости от паропроизводительности котла ТП-230-1 при работе на подмосковном угле; избыток воздуха за пароперегревателем $\alpha_{з.пе} = 1,22—1,36$

153—201 т/час и при пониженной температуре питательной воды 190—197° [13]. Указанная паропроизводительность котла по тепловой нагрузке топки соответствует 70—94% от номинальной. Характеристика данного пароперегревателя является достаточно постоянной и практически не зависит от нагрузки. Стабильность характеристики пароперегревателей котлов ТП-230 и 75-39-Ф-1 объясняется тем, что они находятся в зоне высоких температур и отчасти являются радиационными, получая тепло излучением из топки через трехрядный фестон. Кроме того, часть поверхности нагрева пароперегревателей этих котлов, расположенная за фестонем, выполнена с большим шагом, что увеличивает долю тепла, воспринимаемого излучением газа.

Колебание избытка воздуха в пределах 1,22—1,36 для котла ТП-230-1 также мало сказалось на характеристике перегрева. Это объясняется тем, что при меньших значениях избытка воздуха, $\alpha_{з.пе} = 1,22$, соответствующего $\alpha_t = 1,15—1,17$, имеется небольшой химический недожог — меньше 0,5%; догорание газов в области пароперегревателя несколько увеличивает перегрев и компенсирует снижение, которое получилось бы при пониженном избытке воздуха.

Зависимость температуры перегретого пара от температуры питательной воды для котла ТП-230-1 с барабанно-шаровыми мельницами при его работе на подмосковном угле (по данным испытаний И. Е. Дубовского, ЦКТИ) показана на рис. 11. Снижение температуры питательной воды с 220 до 100° вызывает повышение температуры перегретого пара примерно на 50°. Следует иметь в виду, что при установке пароохладителей, в которых в качестве охлаждающего агента применяется питательная вода, снижение перегрева в пароохладителе при переходе на питание

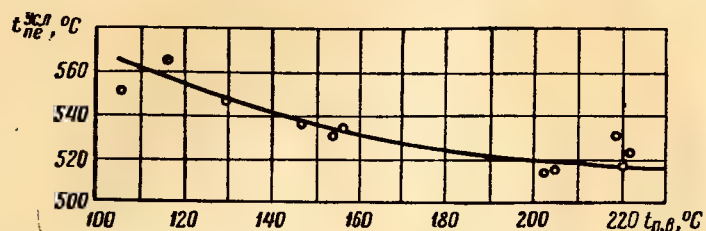


Рис. 11. Зависимость условной температуры перегретого пара для котла ТП-230-1 от температуры питательной воды при работе на подмосковном угле; $\alpha_{в.пе} = 1,21-1,33$; нагрузка топki в пределах 70—105% от номинальной

котла с пониженной температурой воды повышается. Для котлов ТП-230-1 повышение степени снижения перегрева в пароохладителе при нормальной его работе примерно равно степени повышения перегрева, связанного с понижением температуры питательной воды.

Надо отметить, что при ограниченном снижении перегрева пароохладителей вследствие каких-либо неисправностей в них (внутреннее загрязнение трубок пароохладителя, перетекание воды из-за неплотностей в перегородке пароохладителя и др.) величина снижения перегрева пароохладителем будет меньше повышения перегрева, связанного с понижением температуры питательной воды.

На рис. 12 показана зависимость температуры перегретого пара для котла ТП-230 с шахтными мельницами, работающего на подмосковном угле [14]. При снижении нагрузки до 175 т/час, что составляет 75% от номинальной (230 т/час), температура перегретого пара падает в среднем всего на 8°, а при дальнейшем снижении нагрузки — до 140 т/час, т. е. до 60% от номинальной, температура пара дополнительно уменьшается на 24°; для всего же диапазона изменения нагрузки в 100—60% снижение составляет 32°.

При небольших изменениях нагрузки от номинальной изменение других режимных параметров (число мельниц, влажность топлива, избыток воздуха, воздушный режим) также дает срав-

нительно значительное колебание температуры перегретого пара — в пределах 500—538°, т. е. на 38°, что должно быть воспринято регулятором перегрева.

Из рис. 13, на котором приведена характеристика пароперегревателя котла ПК-10п с поворотными горелками при сжигании тощих углей [15], видно, что изменение нагрузки в пределах 100—70% от номинальной дает снижение перегрева всего лишь до 10°.

На основании указанных выше расчетных и эксплуатационных характеристик можно рекомендовать для мощных радиационных котлов повышенного давления ($p = 35-39 \text{ ата}$, $t_{пе} = 425-450^\circ$) с небольшими котельными пучками выполнять поверхность нагрева пароперегревателей из расчета получения температуры перегретого пара при максимальной нагрузке и включенном регуляторе перегрева на 25—30° выше заданной. Регуляторы же перегрева нужно рассчитывать с некоторым запасом — на снижение температуры пара на 40—45°, учитывая возможное понижение температуры питательной воды и неизбежные отклонения эксплуатационных режимов от расчетных, особенно в период наладки котлов.

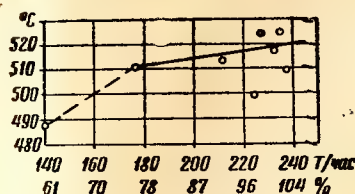


Рис. 12. Зависимость условной температуры перегретого пара от нагрузки для котла ТП-230 с шахтными мельницами и эжекционными амбразурами при сжигании подмосковного угля

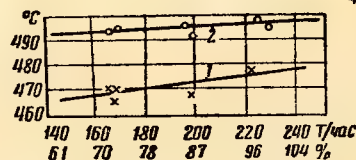


Рис. 13. Зависимость условной температуры перегретого пара от нагрузки для котла ПК-10п с угловыми поворотными горелками при сжигании тощих донецких углей:

1 — горелка повернута вниз на 20°;
2 — горелка в горизонтальном положении

Для котлов высокого давления ($p = 100 \text{ ата}$, $t_{пе} = 500-530^\circ$ и $p = 130 \text{ ата}$, $t_{пе} = 550-570^\circ$), где тепловосприятие пароперегревателя больше, поверхность нагрева чисто конвективного перегревателя следует выполнять с учетом получения при максимальной нагрузке котла температуры пара на 30—40° выше заданной (при паровом регулировании перегрева без поворотных горелок), а регуляторы перегрева рассчитывать на снижение температуры пара на 40—60°.

Значительно больший диапазон изменения температуры перегретого пара наблюдается у котлов, работающих на угольной пыли и доменном газе. При сжигании доменного газа получается прозрачное несветящееся пламя, а вследствие забалластировки

доменного газа инертными газами значительно понижается теоретическая температура горения и средняя температура факела. В результате этого доля тепла, передаваемого радиацией экранным поверхностям нагрева, меньше, чем при пылеугольном сжигании; доля же тепла, передаваемого конвективным поверхностям нагрева, увеличивается. Это приводит к тому, что при конвективных пароперегревателях температура перегретого пара

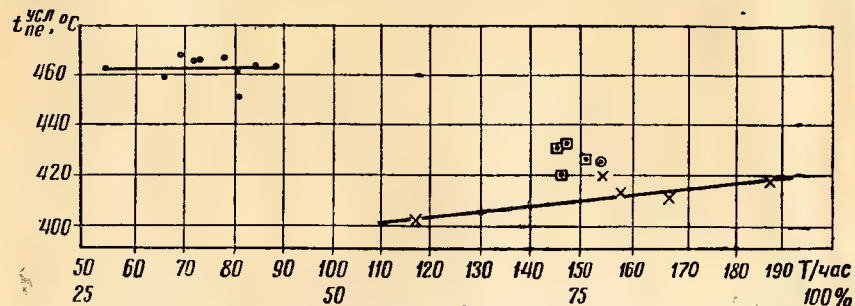


Рис. 14. Зависимость условной температуры перегрева пара от нагрузки и рода топлива для котла КО-III-200, по данным испытаний на Нижне-Тагильском металлургическом комбинате при сжигании:

● — доменного газа; X — одной пыли кизеловского угля; ⊙ — одной пыли прокопьевского угля; ⊞ — совместно угольной пыли прокопьевского угля и доменного газа

при сжигании доменного газа выше, чем при сжигании угольной пыли. Превышение температуры перегретого пара в случае сжигания доменного газа зависит от мощности котла и конструкции топочной камеры, а главным образом от места расположения горелок доменного газа.

На рис. 14 приведена зависимость условной температуры перегрева пара от нагрузки для котла КО-III-200 при сжигании доменного газа с нагрузкой 55—90 т/час [16], угольной пыли кизеловского угля с нагрузкой 118—189 т/час, а также при совместном сжигании угольной пыли прокопьевского угля и доменного газа с нагрузкой 147—152 т/час.

Этот котел имеет полностью экранированную топку со встречным боковым расположением круглых горелок и с щелевыми горелками доменного газа, помещенными под пылевыми горелками.

Условная температура перегретого пара при сжигании доменного газа в этом котле в диапазоне нагрузок котла 55—90 т/час не зависит от нагрузки и колеблется в пределах 450—468°, составляя в среднем 462, в то время как при сжигании угольной пыли при нагрузке 189 т/час, которая близка к номинальной, температура пара составляет 418°, а при нагрузке 118 т/час — всего лишь 402°. Таким образом, диапазон колебаний температуры перегретого пара, считая нижним пределом работу на угольной пыли с нагрузкой около 60% от номинальной, а верхним пределом работу на одном доменном газе с нагрузкой 90 т/час

(около 45% от номинальной), равен 60°. Очевидно, что при сжигании доменного газа при значительно большей нагрузке — порядка 75—80% от номинальной — диапазон колебаний температуры пара будет еще больше.

При одновременном сжигании угольной пыли и доменного газа пламя становится непрозрачным, теоретическая температура горения и тепловосприятие радиацией при подаче угольной пыли увеличиваются, а температура перегретого пара понижается и несколько превышает таковую при работе на одной угольной пыли (см. рис. 14).

На рис. 15 приведена зависимость температуры перегретого пара от процента добавки доменного газа при почти постоянной нагрузке на том же котле; здесь виден сравнительно пологий характер кривой повышения перегрева от процента добавки газа. Эта кривая пунктиром продолжена до режима работы на одном доменном газе, но при значительно меньшей нагрузке — 90 т/час. Более крутая зависимость температуры перегретого пара от добавки доменного газа получена на котле средней производительности в результате испытаний, проведенных Ленинградским филиалом Центрального проектно-конструкторского бюро

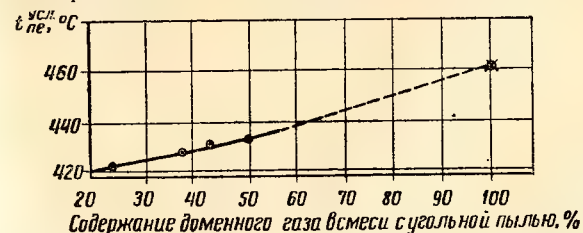


Рис. 15. Зависимость условной температуры перегретого пара от добавки (по calorийности) доменного газа и угольной пыли прокопьевского угля для котла КО-III-200:

⊙ — при $D = 147-152$ т/час; ⊞ — при $D = 90$ т/час

(ЛФЦПКБ) на котле системы ТКЗ Ювэнергочермет производительностью 90 т/час (рис. 16). Этот котел имеет полностью экранированную топку с тремя фронтowymi пылевыми и четырьмя щелевыми горелками доменного газа, по две на каждой боковой стенке.

При практически постоянной нагрузке 72—77 т/час увеличение подачи газа от 20 до 67 тыс. м³/час (100% доменного газа) повысило температуру перегретого пара на 66°, а увеличение перегрева при переходе от работы на пыли АШ (с добавкой около 10% по количеству тепла, выделяющегося при сгорании коксового газа) к работе на одном доменном газе составило 80°. При необходимости обеспечения нормальной температуры в случае работы на пыли АШ при еще меньшей нагрузке, порядка 60% от номинальной, диапазон колебания перегрева составит около 90°.

На рис. 17 приведена зависимость температуры пара от нагрузки для указанного котла при работе на одном доменном газе. При этом относительно небольшое повышение нагрузки котла — с 45 до 80 т/час — увеличивает температуру перегретого

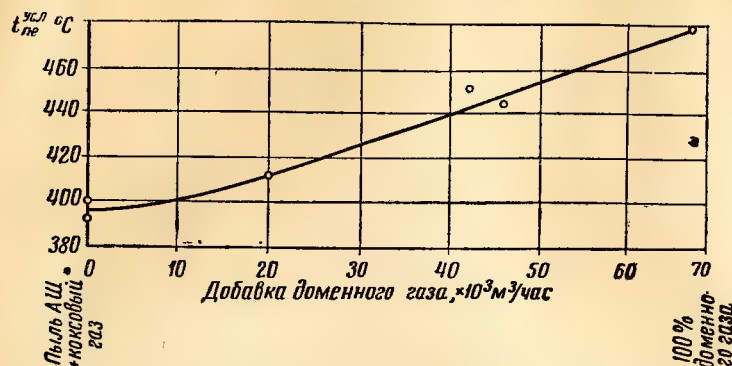


Рис. 16. Зависимость условной температуры перегретого пара от добавки доменного газа при совместном сжигании угольной пыли АШ, доменного и коксового газа для котла типа ТКЗ Ювэнергочермет; $D = 72\text{—}77 \text{ т/час}$; расход коксового газа = $1100\text{—}1900 \text{ м}^3/\text{час}$

пара на 50° . Несколько меньший диапазон изменения температуры пара при работе котла на одной угольной пыли и на газе был получен на котле ТП-170 при сжигании промпродукта воркутинского угля ($A_p = 35\text{—}40\%$), доменного и коксового газа.

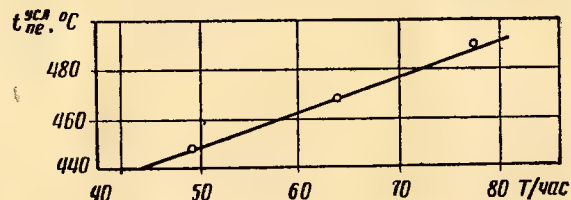


Рис. 17. Зависимость температуры перегретого пара от нагрузки для котла типа ТКЗ Ювэнергочермет при сжигании доменного газа

На рис. 18 показана зависимость температуры пара от нагрузки котла при сжигании различного вида топлива по данным испытаний ЛФЦПКБ [7]. Как видно, диапазон изменения температуры перегретого пара, считая нижним пределом работу на угольной пыли (с добавкой около 25% по количеству тепла, выделяющегося при сгорании коксового газа) при малой нагрузке в $103,8 \text{ т/час}$ (61% от номинальной), а верхним пределом работу на одном доменном газе при нагрузке 100 т/час (59% от номинальной), составил всего 30° . Такая сравнительно небольшая

разница в перегреве при работе на угольной пыли и доменном газе в основном объясняется повышением температуры пара при работе на угольной пыли промпродукта, забалластированного золой ($A_{\text{прив}} = 10\%$).

Согласно последним данным, наличие раскаленных твердых частиц в потоке газов увеличивает теплоотдачу излучением в конвективных поверхностях нагрева, особенно при высоких температурах газа в области пароперегревателя и при большой концентрации золы.

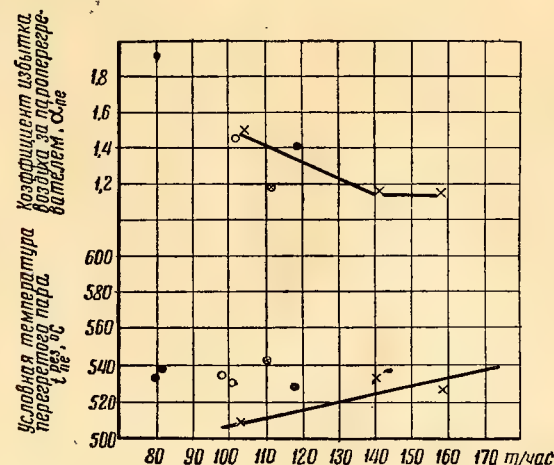


Рис. 18. Зависимость условной температуры перегретого пара от нагрузки при сжигании промпродукта воркутинского угля, доменного и коксового газа на котле ТП-170:

× — угольной пыли и коксового газа; ⊗ — доменного и коксового газа; ○ — доменного газа; ● — доменного и коксового газа и угольной пыли

В настоящем случае полученная фактическая разница температуры пара при работе на угольной пыли при пониженной нагрузке и при работе на доменном газе должна быть увеличена примерно на 15° (т. е. разница составит 45°), так как при работе на газе было применено также регулирование перегрева путем открытия газовых коридоров и пропуска через них части газов. Для увеличения количества газов, проходящих через коридоры, применялись подвесные заслонки, установленные за пучками труб первой части (по ходу пара) пароперегревателя и тормозящие проход газов через пучки труб.

Имеющиеся расчетные характеристики и приведенные экспериментальные данные позволяют рекомендовать выполнять поверхность нагрева пароперегревателей котлов, предназначенных для сжигания угольной пыли и доменного газа, исходя из расчета получения при работе на угольной пыли температуры пере-

перегретого пара при максимальной нагрузке в тех же пределах, что и для обычных пылеугольных котлов, указанных выше. Регуляторы же перегрева нужно рассчитывать с большим запасом, чем для пылеугольных котлов, имея в виду снижение температуры пара на 70—90° (если конструкция самой топки не подвергалась изменениям для уменьшения диапазона температуры пара при работе на доменном газе и угольной пыли).

При сжигании высококалорийного газа в пылеугольных котлах, а также мазута температура перегретого пара ниже, чем при сжигании угольной пыли.

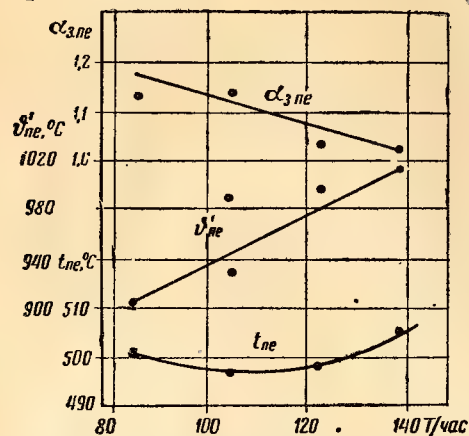


Рис. 19. Температурная характеристика пароперегревателя котла ПК-19 при сжигании природного газа

Как видно из кривой $t_{пг}$ (см. рис. 19), температура перегретого пара при номинальной нагрузке котла и выключенном парохладителе составила 497—498°. Несколько более высокий перегрев при нагрузке 86 т/час, видимо, связан с повышенным избытком воздуха, а при нагрузке в 140 т/час — с наличием химического недожога в 3,7%.

При работе этого котла на угольной пыли АШ температура перегретого пара при нагрузке, близкой к номинальной, и при температуре питательной воды около 140° доходила до $t_{пг}^{усл} = 560^\circ$ [19]. Учитывая повышение перегрева примерно на 25° за счет пониженной температуры питательной воды, по сравнению с нормальной в 220°, условную температуру перегретого пара при обычных условиях можно принять около 535°, т. е. на 35—40° выше, чем при работе на натуральном газе.

Произведенные на заводе им. Орджоникидзе расчеты котла типа ПК-10-2, предназначенного для сжигания экибастусского угля и мазута, показали, что пароперегреватель, достаточный для обеспечения нормального перегрева при работе на одной пыли без включения регулятора перегрева, будет недостаточен

для работы на мазуте. В этом случае нормальный перегрев может быть достигнут при 25%-ной рециркуляции газов, забираемых из газохода за экономайзером и направляемых в топочную камеру.

В котельных агрегатах для сжигания натурального газа резервным топливом обычно является мазут. Температуры перегретого пара при использовании этих видов топлива немного отличаются друг от друга. Поверхность нагрева пароперегревателя и диапазон регулирования перегрева для таких котлов выполняются так же, как и для пылеугольных.

Котельные агрегаты, предназначенные для сжигания угольной пыли и натурального газа или мазута, имеют значительный диапазон изменения температуры пара при работе на газе или мазуте с малой нагрузкой и на пыли при номинальной нагрузке. Поверхность нагрева пароперегревателей для этих котлов целесообразно выполнять с учетом обеспечения нормального перегрева при номинальной нагрузке при работе на газе или мазуте. Для нормального перегрева при пониженных нагрузках и работе на газе или мазуте можно предусмотреть рециркуляцию газов из хвостовых поверхностей нагрева в топку¹, а для работы на пыли при номинальной нагрузке установить регулятор перегрева.

Температурные характеристики перегрева пара при сжигании различных видов топлива на котле производительностью 180 т/час приведены ниже.

Опыт эксплуатации котлов на газе со слоевыми и камерными топками, ранее работавших на твердом топливе, показывает, что при переводе их на сжигание природного газа температура перегретого пара снижается. Величина снижения зависит от конструкции топки, рода ранее сжигавшегося твердого топлива и конструкции газовых горелок [20]. Большое влияние на перегрев оказывает характер горения и вид пламени — светящееся или не светящееся.

На рис. 20 приведены температурные характеристики пароперегревателя (по данным фирмы, изготавливающей котлы для

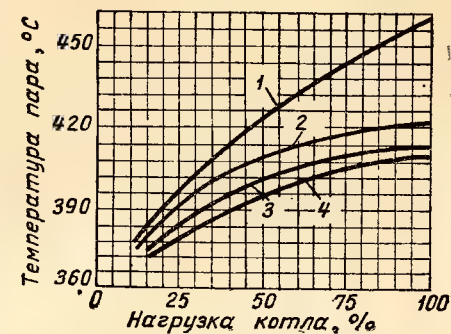


Рис. 20. Температура перегретого пара при сжигании различных видов топлива на котле производительностью 180 т/час: 1 — доменный газ, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,18$; 2 — пыль битуминозного угля, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,22$; 3 — нефть, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,15$; 4 — природный или коксовый газ, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,10$

¹ Это мероприятие еще не проверено в эксплуатации.

металлургических заводов США [21]) для котла производительностью 180 т/час при сжигании природного, коксового и доменного газов, нефти и угольной пыли в одной комбинированной горелке или в разных горелках при одинаковом расстоянии от горелок до пароперегревателя. В этом котле установлен горизонтальный пароперегреватель, который располагается за трехрядным потолочным экраном.

Как видно из этих характеристик, при переводе котла с угольной пыли на природный или коксовый газы температура перегрева пара снижалась на 10—12°, а при сжигании доменного газа — возрастала на 30—35°.

В качестве практических мероприятий по повышению температуры перегрева пара при переходе с сжигания твердого топлива на сжигание газа можно рекомендовать использовать газовое регулирование перегрева путем установки горелок по высоте топki в несколько ярусов, а в случаях применения комбинированных пылегазовых горелок устанавливать специальные горелки вверху топki. Для котлов небольшой мощности такие горелки иногда устанавливают перед пароперегревателем.

ГЛАВА II

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

Существуют два основных метода регулирования перегрева пара — паровой и газовый.

При паровом регулировании снижение температуры перегретого пара до заданной величины производится уменьшением его теплосодержания на одном из участков парового тракта от барабана котла до магистрали: на стороне насыщенного пара, в промежутке между первой и второй ступенью пароперегревателя (в рассечке) или на стороне перегретого пара. При этом тепловосприятие поверхности нагрева пароперегревателя от газового потока при включении регулятора перегрева не только не уменьшается, а, наоборот, в первых двух случаях даже несколько увеличивается за счет некоторого повышения значения коэффициента теплопередачи и главным образом за счет увеличения разности температур газа и пара, т. е. температурного напора. Это еще более увеличивает необходимое снижение энтальпии пара регулятором перегрева.

Избыток тепла, воспринятого пароперегревателем от газового потока, по сравнению с необходимым количеством его для перегрева пара до заданной температуры, используется либо для подогрева питательной воды, либо для получения дополнительного количества пара.

Следует заметить, что в случае применения в качестве охлаждающего агента питательной воды подогрев ее в пароохладителе несколько уменьшает тепловосприятие водяного экономайзера, что приводит к увеличению потерь с уходящими газами, понижению к. п. д. и некоторому увеличению необходимой степени снижения температуры пара (более подробно об этом будет сказано при рассмотрении основных характеристик поверхностных пароохладителей).

Газовое регулирование основано на изменении тепловосприятия поверхности нагрева самого пароперегревателя до величины, необходимой для получения заданной температуры перегретого пара.

1. ОБЗОР ПРИМЕНЯЕМЫХ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

Газовое регулирование осуществляется тремя способами:

а) изменением количества газов, проходящих через пароперегреватель (обвод газов);

б) изменением температуры газов на входе в пароперегреватель;

в) рециркуляцией газов, при которой одновременно изменяются температура и количество газов, проходящих через пароперегреватель.

Первый способ газового регулирования обычно осуществляется установкой специальных заслонок, пропускающих часть дымовых газов, помимо поверхности нагрева пароперегревателя. Изменение тепловосприятия пароперегревателя происходит в этом случае за счет изменения коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к трубам пароперегревателя вследствие изменения скорости газов, а также за счет изменения разности температур газов и пара. При этом температура газов до пароперегревателя практически остается постоянной. Небольшое отклонение этой температуры может произойти лишь вследствие изменения к. п. д. котла, температуры подогрева воздуха и характера омывания потоком газов всех поверхностей нагрева, начиная с пароперегревателя. При газовом регулировании наблюдается некоторое ухудшение работы конвективных поверхностей нагрева по сравнению с паровым регулированием.

Недостатком газового регулирования, препятствующим широкому внедрению его в котлостроение, является трудность изготовления газовых заслонок, могущих надежно работать в зоне высоких температур газов.

Несмотря на значительные успехи металлургии по созданию жаропрочных металлов, до настоящего времени отсутствуют еще такие материалы, которые могли бы надежно работать в зоне температуры порядка 1000—1100°, а это дало бы возможность размещения обычных заслонок в газоходе, пропускающем газы помимо пароперегревателя. В связи с указанным до сих пор в большинстве случаев применяются менее выгодные схемы регулирования с установкой газовых заслонок в зоне более низких температур или сравнительно сложные конструкции заслонок с воздушным охлаждением.

На рис. 21 показаны основные схемы пароперегревателей с газовым регулированием температуры пара путем пропуска газа помимо пароперегревателя.

Анализ этих схем, проведенный котельной лабораторией ВТИ, показал, что наиболее выгодными по теплотехническим показателям и практически мало отличающимися от парового регулирования являются схемы с холодными газоходами (для перепуска газа), заслонки в которых размещаются в зоне высоких

температур (схемы I и III). Менее выгодны схемы с заполненным газовым коридором (IV, V и VI); самые худшие результаты получаются при применении схем с разделением последних участков поверхностей нагрева и размещением заслонок в зоне низких температур, хотя эти схемы наиболее надежны в эксплуатации (схемы VII, VIII, IX). При этом, чем дальше по ходу газов установлены заслонки, тем большая величина поверхности нагрева включается в регулируемый участок с ухудшенной теплоотдачей и тем выше сопротивление пароперегревателя.

В отечественном котлостроении газовое регулирование температуры перегретого пара применялось лишь на котлах малой

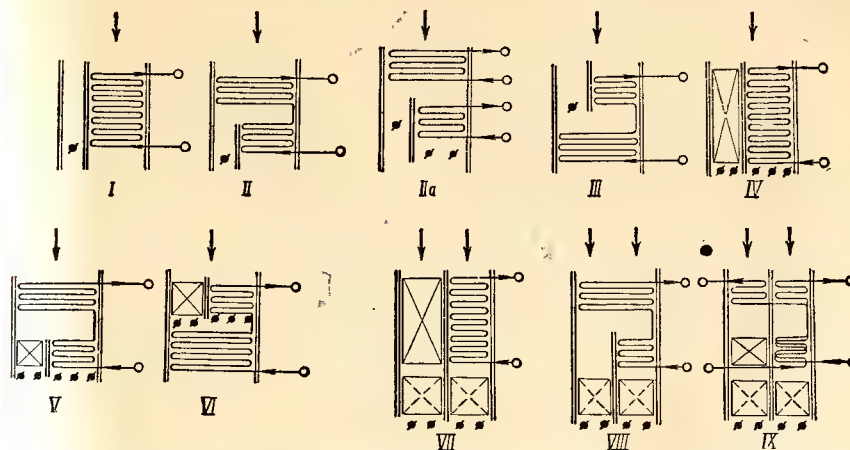


Рис. 21. Основные схемы пароперегревателей с газовым регулированием температуры перегретого пара

мощности и на некоторых котлах ТКЗ типа ТМ-200-1, работающих на мазуте, а также в виде опыта на некоторых котлах ТП-170.

На котле ТМ-200-1 для регулирования температуры пара в середине пароперегревателя имеется коридор шириной 1,5 м, внутри которого установлены две заслонки (рис. 22). На змеевиках, граничащих с этим коридором, выполняются торкретные перегородки, предназначенные для предупреждения прохода газов из коридора через боковые пучки труб пароперегревателя, а также для снижения тепловосприятия этих змеевиков от газового потока, проходящего через коридор.

Заслонка устанавливается на выходе газа из коридора, где его температура несколько меньше, чем на входе. Каркас заслонки выполняется из труб 15ХМ, покрытых шамотом. Трубы охлаждаются проточным холодным воздухом, который поступает из напорной части вентилятора и возвращается в его всасывающий воздухопровод. Шамотное покрытие заслонки состоит из

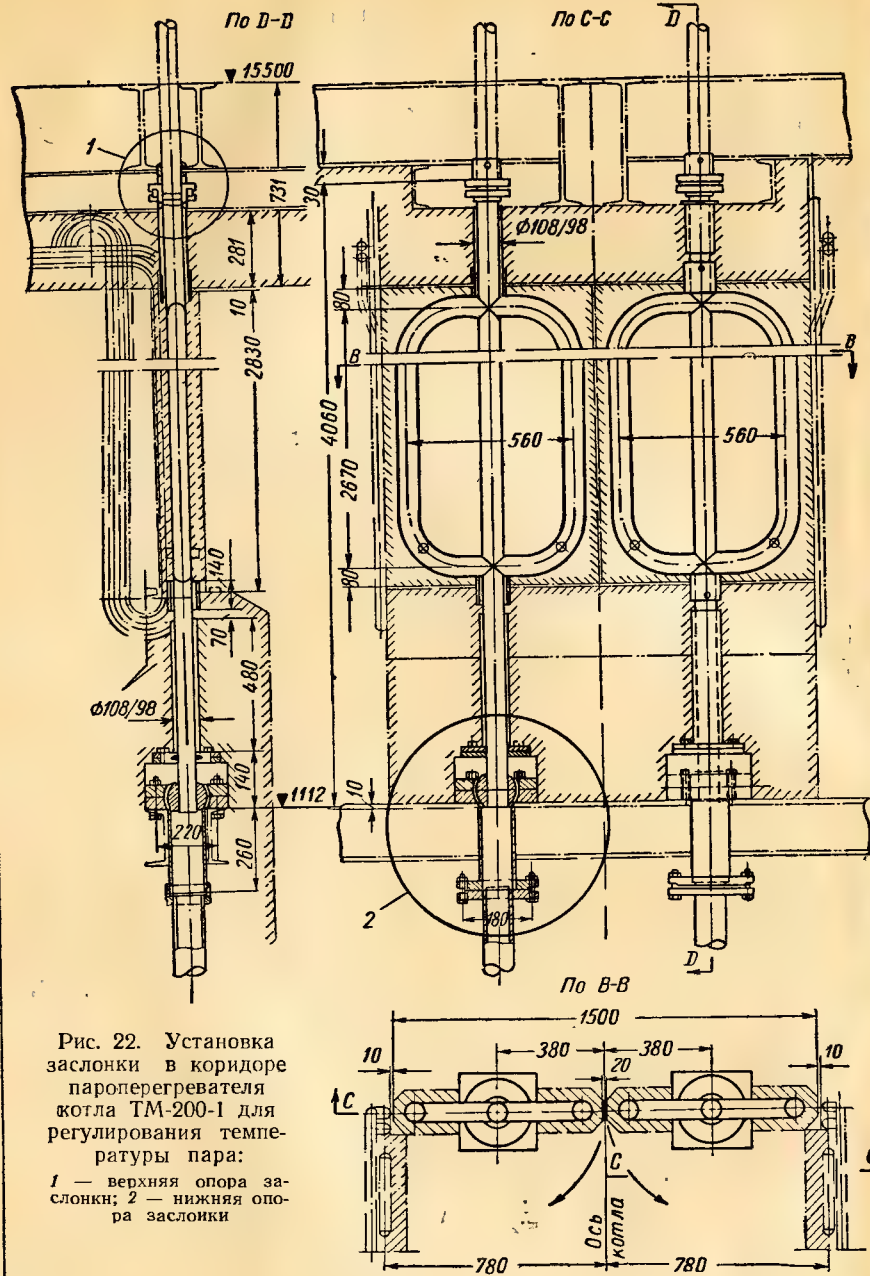


Рис. 22. Установка заслонки в коридоре пароперегревателя котла ТМ-200-1 для регулирования температуры пара:

1 — верхняя опора заслонки; 2 — нижняя опора заслонки

фасонных кирпичей. Опоры — нижняя и верхняя — вынесены из газового потока. Расчетная температура газов на выходе из топки для этого котла равна 960° , а заслонка находится в области $800-900^{\circ}$.

Указанная конструкция в первый период работала удовлетворительно и установленный в сухопарнике пароохладитель на-

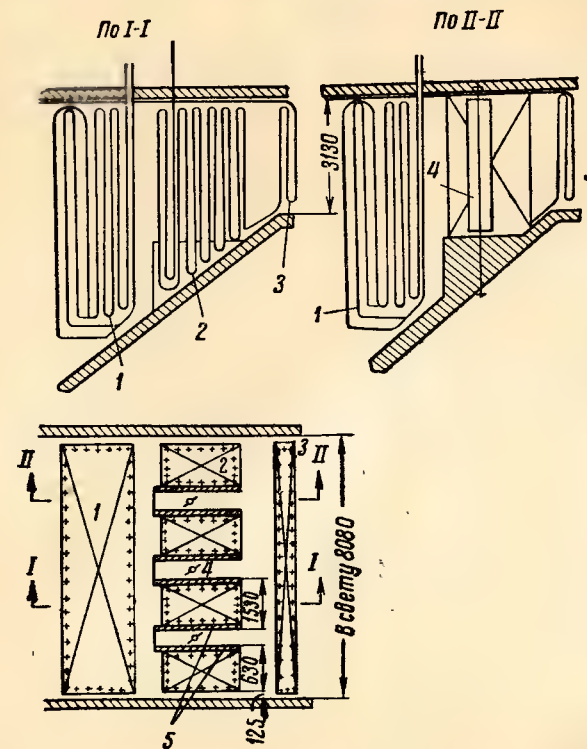


Рис. 23. Схема пароперегревателя котла ТП-170 с газовым регулированием перегрева:

1 — вторая ступень перегревателя; 2 — первая ступень перегревателя; 3 — трехрядные входные змеевики; 4 — поворотные заслонки; 5 — последние заторкретированные змеевики

мечался к демонтажу, однако через некоторое время эти заслонки вышли из строя. В первую очередь сгорали боковые ответвления труб и разрушалась шамотная защита.

Для указанных температур эта конструкция заслонок не может считаться надежной.

На котле ТП-170 для газового регулирования перегрева имеются три коридора шириной 480 мм и высотой 3 м во второй части (по ходу газов) пароперегревателя (рис. 23). Коридоры образуются путем выделения 6 труб, из которых 3 трубы отогну-

ты от оси коридора, расположены в одну линию по его краю и заторкретированы. Эти трубы после пучка перегревателя вновь отгибаются и размещаются с равным шагом в последних трех рядах, находящихся в поворотной камере. Установка заслонок

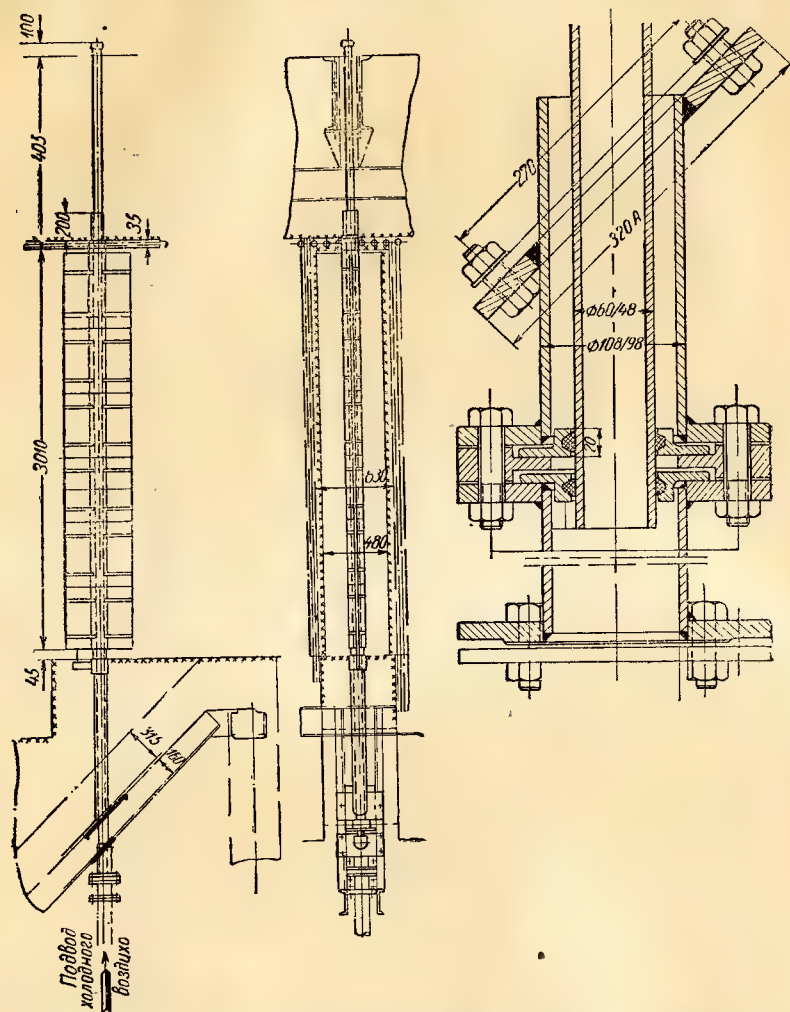


Рис. 24. Установка заслонки в коридорах для газового регулирования и ее нижняя опора

и их нижней опоры показана на рис. 24. Заслонки выполнены из жаропрочного чугуна (СЧ28-48, ГОСТ 1412—48), набраны из отдельных элементов высотой 510 мм (рис. 25). Опорные подшипники вынесены из газохода. Заслонки поворачиваются во-

круг полой оси из трубы диам. 60/48 мм, охлаждаемой воздухом от дутьевого вентилятора. Каждая заслонка имеет дистанционный привод, выведенный на отметку кочегара.

Расчетная температура газов перед второй частью пароперегревателя составляет 840—880°, а за этой частью — 600—650°.

Заслонки простояли в газоходе котла в течение нескольких лет и находятся в удовлетворительном состоянии.

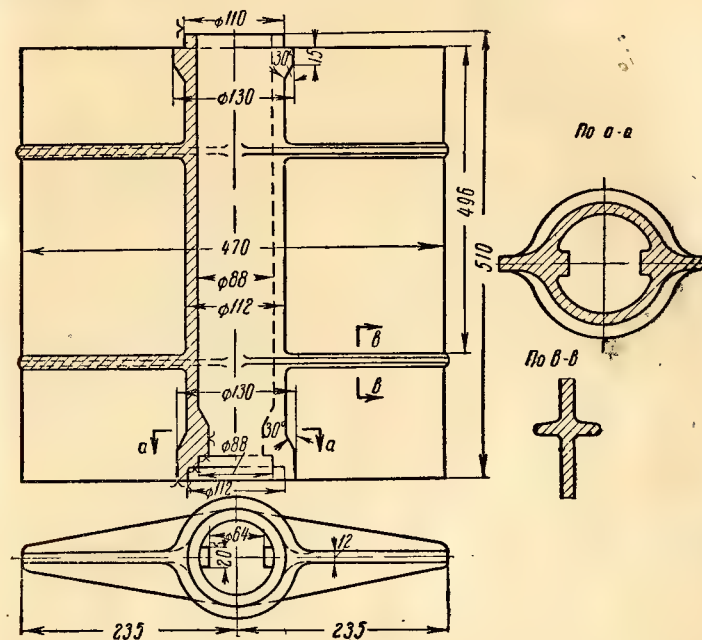


Рис. 25. Элемент заслонки для газового регулирования котла ТП-170

При открытии заслонок часть дымовых газов проходит через газовые коридоры, что должно привести к снижению тепловосприятия первой ступени (по ходу пара) пароперегревателя и снижению температуры пара.

Произведенное обследование эффективности понижения перегрева на котлах металлургического завода, в которых сжигается доменный газ и промпродукт воркутинского угля, показало, что открытие этих заслонок приводит к снижению конечной температуры не более чем на 5°.

Такое небольшое снижение температуры перегрева связано с недостаточной разностью аэродинамического сопротивления трубных пучков и коридора, а потому и с небольшим количеством газов, проходящих через коридоры. Некоторое уменьшение эффективности снижения перегрева этими заслонками объяс-

няется тем, что понижение температуры пара в первой части (по ходу пара) перегревателя повышает тепловосприятие второй части из-за увеличения средней разности температур между газом и паром.

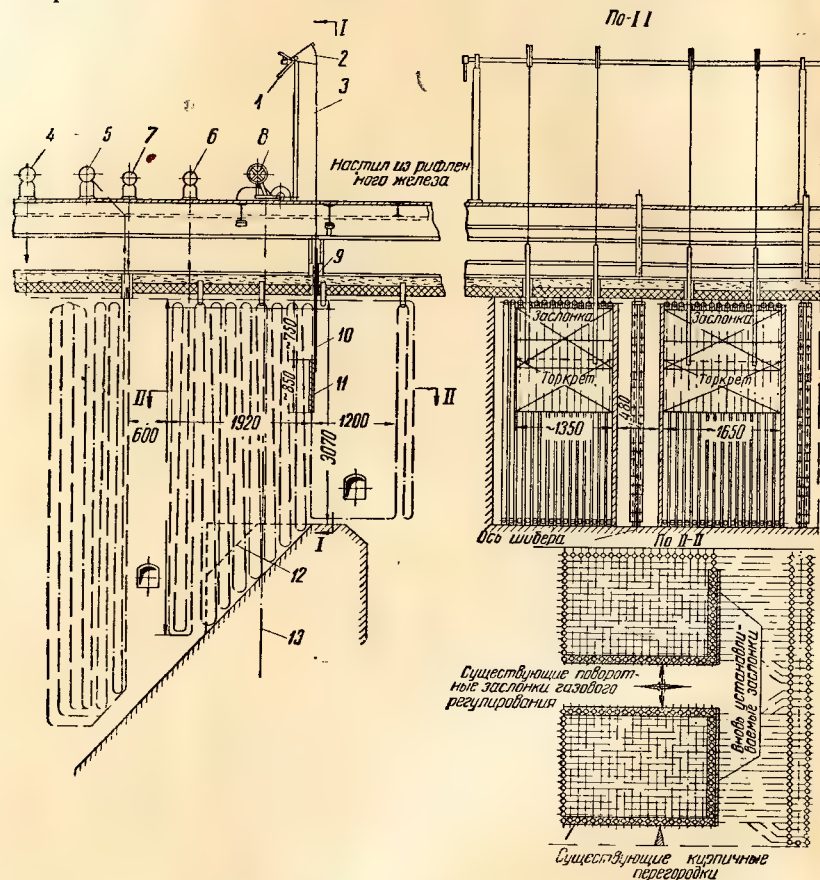


Рис. 26. Эскиз установки подвесных опускающихся заслонок и торкретного пояса за пароперегревателем котла ТП-170:

1 — рукоятка; 2 — сектор; 3 — трос; 4 — поверхностный регулятор перегрева; 5 — выходная камера перегретого пара; 6 — промежуточная камера первой ступени; 7 — промежуточная камера второй ступени; 8 — привод заслонок в коридорах; 9 — тяга diam. 6–8 мм из жаропрочной стали; 10 — опускающаяся заслонка 800 × 1650 мм из жаропрочной стали, $\delta = 4$ мм; 11 — торкретная стенка; 12 — скосы в коридорах для предупреждения отложений золы; 13 — ось заслонки газового регулирования

Для большей эффективности газового регулирования были установлены подвесные заслонки (рис. 26), предназначенные для увеличения количества газов, проходящих через коридоры [17]. В связи с невозможностью подъема заслонок вверх через потолок вследствие того, что под ним по всей ширине котла распо-

ложены потолочные трубы пароперегревателя, были применены опускающиеся заслонки, которые при отсутствии надобности в снижении перегрева опускаются и находятся за торкретным поясом. Этот пояс специально установлен для понижения перегрева и укрытия за ним опускающихся заслонок. Как показали испытания пароперегревателя, открытие заслонок в коридорах при подъеме подвесных заслонок снижает конечную температуру пара всего на 15°. Некоторое уменьшение эффективности в данном случае получилось потому, что подвесные заслонки были установлены с большими зазорами по их периферии — от 20 до 70 мм.

Анализ имеющихся материалов по газовому регулированию перегрева на отечественных котлах, а также данных зарубежной литературы позволяет сделать следующие рекомендации.

1. Газовое регулирование перегрева путем пропуска части газов помимо перегревателя в широком диапазоне изменения температур должно осуществляться установкой заслонок как в газовых коридорах, так и за пучками перегревателя, т. е. по схеме II а, приведенной на рис. 21.

2. При применении газового регулирования перегрева перепуском газов в котлах с П-образной компоновкой типа ТП-170 и ТП-230, предназначенных для сжигания доменного газа и угольной пыли, можно применять схему установки заслонок, показанную на рис. 27.

Опасаться ощутимого износа труб, образующих последующие поверхности, из-за больших скоростей газов против коридоров в данном случае не приходится, так как, во-первых, происходит выравнивание потока последующим трехрядным пучком без коридоров и, во-вторых, как правило, коридоры открываются лишь при работе на газе, когда износа быть не может.

3. Опыт работы описанной схемы установки заслонок (см. рис. 26) показал их полную надежность при расположении в коридорах второй ступени перегревателя (по ходу газов). Аналогичная конструкция может быть применена и для заслонок, устанавливаемых за пучками перегревателя.

4. Полного отсутствия перекосов скоростей, что может при многозольном топливе привести к некоторому износу труб последующих поверхностей нагрева, можно достигнуть путем осуществления пропуска газов по схемам, приведенным на рис. 28 и 29, в которых обвод газов создается в верхней части газохода по всей ширине. Схема, показанная на рис. 29, предусматривает пропуск газов за счет опускания заслонок, что не требует прохождения заслонок через прозор в потолке. Обвод можно также выполнять не сверху пучка пароперегревателя, а снизу его.

К газовому регулированию по второму способу относятся некоторые специальные методы регулирования температуры пара путем изменения температуры газов на выходе из топки. Сюда относится регулирование температуры пара:

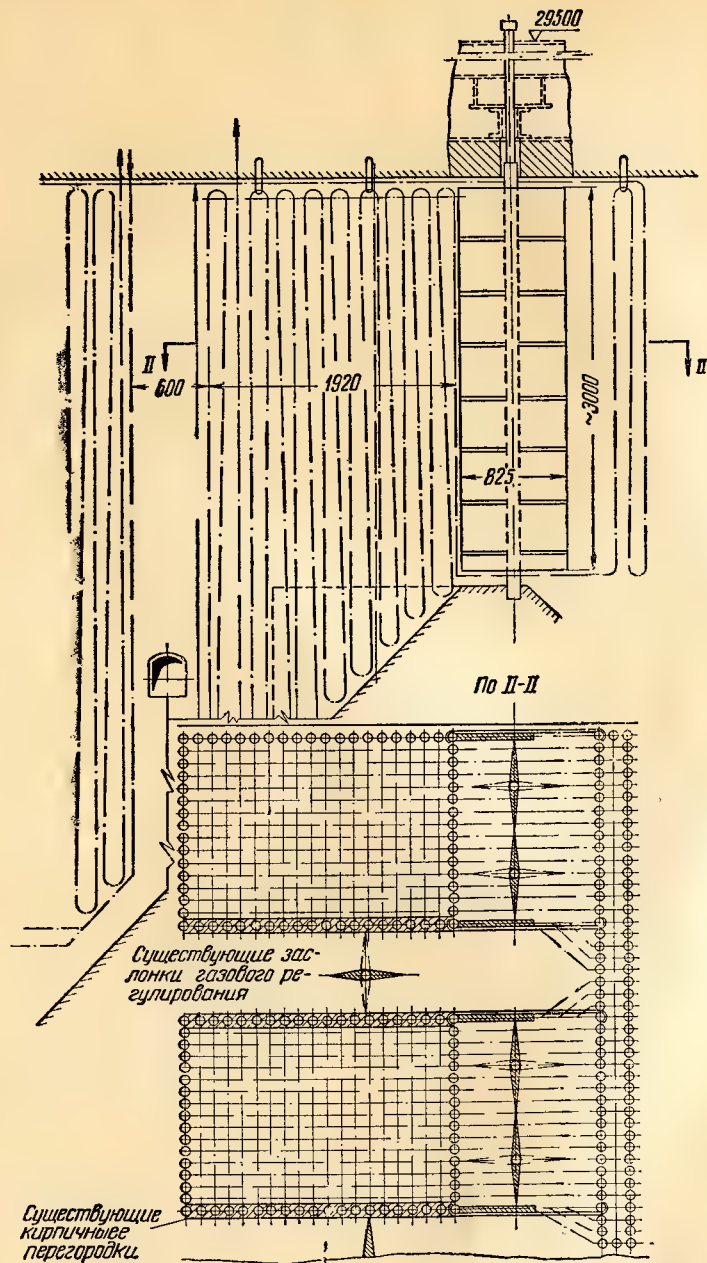


Рис. 27. Схема установки заслонок для газового регулирования перегрева для существующих котлов с П-образной компоновкой

а) при помощи вспомогательных горелок, устанавливаемых в верхней части топки;

б) изменением положения факела в топке, что может быть осуществлено либо установкой горелок в несколько ярусов, ли-

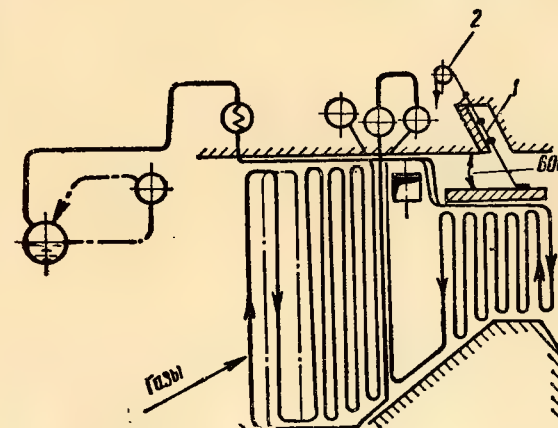


Рис. 28. Схема пароперегревателя с пропуском газов для газового регулирования с подъемной заслонкой:

1 — газовая заслонка для регулирования температуры перегретого пара; 2 — блок для подъема заслонки

бо применением поворотных горелок, а также за счет режимных мероприятий, допускающих удлинение факела, или некоторого изменения избытка воздуха.

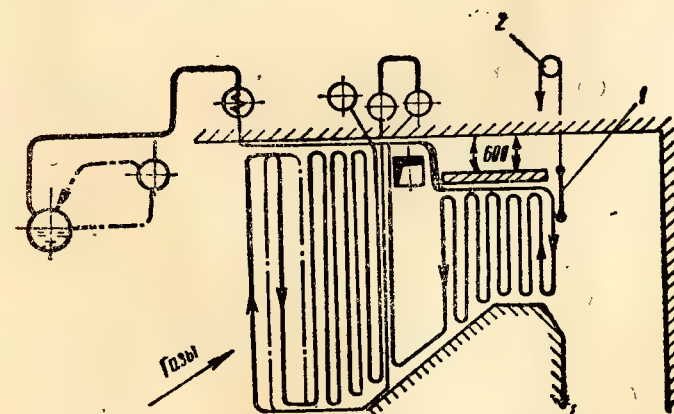


Рис. 29. Схема пароперегревателя с пропуском газов для газового регулирования с опускающейся заслонкой:

1 — газовая заслонка для регулирования температуры перегретого пара; 2 — блок для подъема заслонки

В котлах с шахтно-мельничными топками изменение положения факела в топке может производиться установкой поворотного горизонтального рассекателя или эжекционной амбразуры, а в топках с обычной амбразурой без рассекателей в меньшей степени — изменением соотношения подачи воздуха через верхние и нижние шлицы.

Все эти способы в большей или меньшей степени понижают экономичность работы котельного агрегата главным образом вследствие уменьшения тепловосприятия радиационных поверхностей нагрева, что в итоге приводит к небольшому увеличению температуры уходящих газов.

Широкое распространение за границей [22] получил метод регулирования перегрева поворотными горелками (рис. 30), при помощи которых можно изменять угол наклона выходных насадок для первичного и вторичного воздуха и тем самым менять

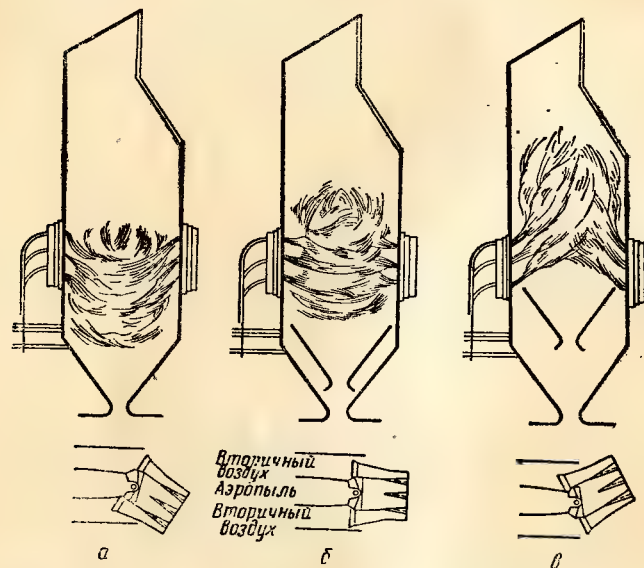


Рис. 30. Форма и положение пылеугольного факела в топке с угловыми поворотными горелками при трех углах наклона сопел аэропыли:

а — под углом 30° вниз; б — горизонтальное положение; в — под углом 30° вверх

положение факела; это отражается на тепловосприятии экранов и температуре газов на выходе из топки и перед пароперегревателем.

На рис. 4 были приведены расчетные характеристики котельного агрегата ПК-10 для условий регулирования температуры перегретого пара поворотными горелками (пунктирные кривые).

Расчеты были произведены исходя из условий получения при нагрузке 230 т/час температуры перегретого пара в 510° при нижнем положении горелок (без пароохладителя) и такой же температуры газов за обеими ступенями водяного экономайзера, как и для варианта регулирования пароохладителем. Это одновременно дает одинаковые температуры уходящих газов и горячего воздуха.

Для обеспечения указанных условий расчетом была установлена необходимость уменьшения поверхности нагрева первой части (по ходу пара) пароперегревателя на 250 м^2 и первой ступени водяного экономайзера (по ходу воды) на 400 м^2 , а также увеличения второй ступени водяного экономайзера на 140 м^2 . В итоге суммарная поверхность нагрева пароперегревателя и водяного экономайзера уменьшается на 510 м^2 . Расчетом также были установлены температуры газов на выходе из топки (путем поворота горелок и подъема факела), при которых обеспечивается стабильность температуры перегретого пара при пониженных нагрузках. Как видно из рис. 4, температуры газов на выходе из топки при регулировании перегрева поворотными горелками выше, чем при регулировании пароохладителем, однако при всех нагрузках они ниже, чем при максимальной нагрузке котла; поэтому, казалось бы, нет оснований ожидать ухудшения условий шлакования конвективных поверхностей нагрева при таком методе регулирования перегрева.

В случае понижения нагрузки экономичность работы котла при регулировании поворотными горелками несколько ниже, чем при регулировании пароохладителем. При нагрузке 140 т/час температура уходящих газов на 5° выше и к. п. д. примерно на $0,3\%$ ниже, чем при регулировании пароохладителем. Однако при сохранении той же суммарной поверхности нагрева котла для обоих способов регулирования перегрева преимущество может оказаться на стороне метода регулирования перегрева поворотными горелками для всех нагрузок котла при условии, если экономичность топочного процесса не изменится.

Следует иметь в виду, что указанные сравнительные расчеты были произведены для пароохладителей, в которых пар охлаждается питательной водой, поступающей после пароохладителя в водяной экономайзер. Сравнение газового метода регулирования поворотными горелками с паровым при помощи таких же пароохладителей, но с отводом воды после них в промежуточный коллектор водяного экономайзера и особенно при пароохладителях, в которых охлаждение пара производится котловой водой, показывает, что работа котла будет более экономичной при паровом методе регулирования.

Преимуществом регулирования температуры перегретого пара поворотными горелками является возможность обеспечения стабильного перегрева в более широком диапазоне нагрузок,

чем при паровом регулировании, особенно при пароохладителях, расположенных в камерах пароперегревателей, ограничивающих размеры охлаждающих поверхностей нагрева.

К недостаткам газового регулирования поворотными горелками следует отнести невозможность поддержания ими стабильной температуры перегрева в очень узких пределах; поэтому, как правило, требуется какой-либо другой метод регулирования. В американских котлах регулирование поворотными горелками

обычно соединяется с газовым регулированием перегрева заслонками.

В котлах отечественного производства установлены поворотные горелки при сохранении поверхностного пароохладителя в камере насыщенного пара.

За последнее время поворотные горелки применены на ряде мощных котельных агрегатов типа ПК-10, ТП-170, ТП-230-3, СВП-240 и др. Проведенные комплексные исследования работы некоторых из этих котлов позволили уточнить характеристики котлов и их пароперегревателей при регулировании температуры перегретого пара поворотными горелками.

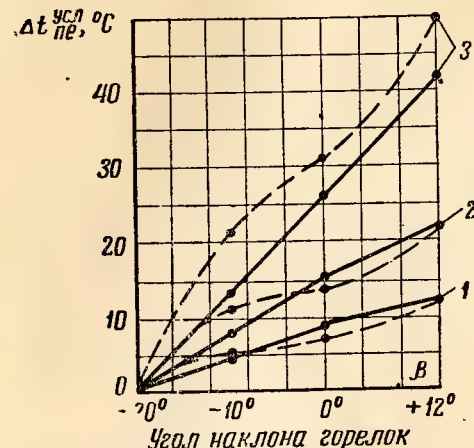


Рис. 31. Изменение температуры перегретого пара в зависимости от угла наклона пылевых горелок β:

— зажигательные пояса выгорели на ~50%;
--- зажигательные пояса в удовлетворительном состоянии; 1 — подъем верхнего яруса горелок; 2 — подъем нижнего яруса; 3 — подъем обоих ярусов

На рис. 31 показана зависимость снижения условной температуры перегретого пара от угла подъема горелки котла типа ПК-10п при сжигании в нем тощего угля Шушуплевского месторождения Кузнецкого бассейна, по данным испытаний, проведенных Московским отделением ЦКТИ (МОЦКТИ) при участии Подольского завода [23]. Этот котел оборудован угловыми поворотными горелками, расположенными в два яруса, с углом подъема от -20° до $+12^\circ$ по отношению к горизонтальному (0°). Режим работы котла во время испытаний не изменялся. Постоянная температура пара при подъеме горелок поддерживалась увеличением расхода воды через пароохладитель, которое учитывалось при определении $\Delta t_{пс}^{усл}$. Как видно из графика, полный подъем обоих ярусов горелок повышает перегрев на 42° при износенных зажигательных поясах на экранах и на 50° при удовлетворительном их состоянии. Одновременно было выявлено,

что температура газов на выходе из топки и перед пароперегревателем увеличивается приблизительно на 90° , а за воздухоподогревателем — на 6° .

Примерно аналогичные зависимости изменения температуры пара и газов от угла подъема горелок были получены при испытании ЦКТИ такого же котла при двухступенчатом методе сжигания донецкого тощего угля Мануильского месторождения [15].

Как известно, при двухступенчатом методе сжигания угольная пыль подается в основном через нижний ярус горелок, через верхний же ярус подается лишь вторичный воздух. В связи

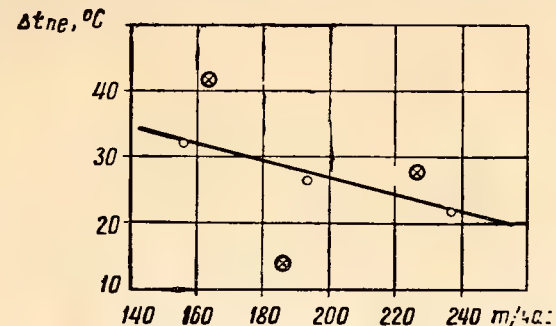


Рис. 32. Зависимость изменения температуры перегретого пара Δt при повороте нижнего яруса горелок ($\sim 25^\circ$) от нагрузки котла:

⊗ — опыты 1953 г.; O — опыты 1954 г.

с этим перегрев пара определяется главным образом положением нижнего яруса горелок. В этих котлах при снижении нагрузки имеется достаточный диапазон регулирования температуры пара.

На рис. 32 приведена зависимость снижения перегрева от нагрузки при повороте нижних горелок на 25° (от -20° до $+5^\circ$), по данным испытаний МОЦКТИ при автоматическом регулировании перегрева на указанном котле.

Уменьшение эффективности влияния поворота горелок на температуру перегретого пара с повышением нагрузки авторы испытаний (З. Я. Бейрах и другие) объясняют тем, что при большей нагрузке увеличивается подача вторичного воздуха при схеме двухступенчатого горения, главным образом через верхний ярус горелок. При этом скорости выхода воздуха из верхнего яруса горелки возрастают, что препятствует перемещению факела при подъеме нижнего яруса горелок.

Подъем горелок одновременно приводит к некоторому возрастанию процентного содержания горючих в уносе и величины механического недожога, причем абсолютное значение увеличения этих потерь в значительной степени зависит от совершенства процесса горения в данной топке и от качества угля. Так, при сжигании тощего угля Мануильского месторождения подь-

ем горелок от -20° до 0° привел к незначительному увеличению механического недожога, в то время как при сжигании тощего угля Шушуплевского месторождения полный подъем обоих ярусов повысил механический недожог на 0,6%.

Взаимное расположение горелок верхнего и нижнего ярусов оказывает заметное влияние на протекание процесса горения. На рис. 33 показана зависимость увеличения потерь от механического недожога — от угла наклона горелок и их взаимного

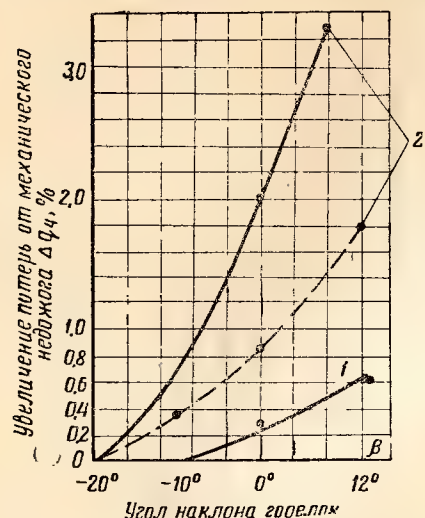


Рис. 33. Изменение потерь от механического недожога в зависимости от угла наклона пылевых горелок:

— — — зажигательные пояса в удовлетворительном состоянии; — — — пояса выгорели на 50%; 1 — подъем обоих ярусов или одного верхнего яруса; 2 — подъем нижнего яруса

горелок вниз—вверх на 5° (от -10 до -15° и обратно) показали, что во всех случаях от момента изменения положения горелок до начала изменения температур по потенциометру проходило не более 15—30 сек. Установление постоянной температуры наступало через 2—2,5 мин. после изменения положения горелок (без учета инерционности термпар и гильз). При регулировании перегрева на этом же котле изменением расхода воды через пароохладитель, расположенный в камере насыщенного пара, изменение температуры пара по потенциометру наступило через 2,0—2,5 мин. и установившееся состояние перегрева — не раньше чем через 6—7 мин.

Однако проведенная МОЦКТИ работа по автоматизации регулирования перегрева пара на котле ПК-10п с поворотными горелками при двуступенчатой схеме сжигания тощего донец-

кого угля не дала положительных результатов. При существующих в нормальной эксплуатации периодических газовых возмущениях требовалось перемещение горелок из одного крайнего положения в другое с периодом порядка 5—7 мин. Систематическое перемещение горелок в процессе регулирования перегрева с указанным периодом понижало стабильность процесса горения, что затрудняло использование поворотных горелок для автоматического регулирования температуры пара.

Имеющиеся к настоящему времени материалы расчетных исследований и результаты испытаний некоторых типов котлов с поворотными горелками, опубликованные в печати, позволяют высказать следующие соображения относительно метода регулирования температуры перегретого пара поворотными горелками.

1. Поддержание заданной температуры перегретого пара при всех возможных колебаниях режима работы котельного агрегата в эксплуатационных условиях может производиться поворотными горелками лишь при одновременном применении какого-либо другого метода регулирования — поверхностных пароохладителей, впрыска воды в паропроводы или газового регулирования при помощи заслонок, устанавливаемых по одной из схем, указанных на рис. 21.

2. Использование поворотных горелок для регулирования температуры перегретого пара приводит к понижению экономичности работы котельного агрегата за счет увеличения температуры уходящих газов на $5-6^\circ$ при угле подъема порядка 30° и к некоторому увеличению механического недожога, главным образом для АШ и тощих углей.

3. Для котлов, под которыми сжигается слабореакционное топливо — тощие угли или антрациты, а также шлакующиеся угли, автоматическое регулирование температуры пара должно применяться в случае второго метода регулирования, так как автоматическое регулирование поворотными горелками может привести к нарушению стабильности процесса горения или к шлакованию стен топочной камеры. В этих случаях поворотные горелки можно использовать только как средство для периодического изменения среднего значения температуры перегретого пара.

4. Условия предупреждения шлакования поверхностей нагрева на выходе из топки в современных мощных котельных агрегатах без двусветных экранов требуют для большинства видов топлива полного использования всего объема точечной камеры при максимальной нагрузке котла. В связи с этим серийные котлы с регулированием температуры перегретого пара поворотными горелками должны быть выполнены с учетом обеспечения заданной температуры пара при наименьшем положении горелок. Поэтому во избежание получения пониженной температуры перегретого пара при номинальной нагрузке котла паро-

перегреватели должны быть рассчитаны с некоторым запасом. Однако и в этом случае поверхность нагрева пароперегревателя можно сделать меньших размеров, чем при одном паровом методе регулирования, исходя из получения температуры перегретого пара при номинальной нагрузке на 15—20° выше заданной (вместо 25—40°) при одном паровом методе регулирования.

5. При применении серийных котлов для сжигания топлива, характеризующегося высокими температурами плавления золы, позволяющего по условиям шлакования поднимать сопла горелок даже при нормальной нагрузке, или котлов, имеющих на выходе из топки температуру значительно более низкую, чем это требуется по условиям шлакования, перегреватель может быть выполнен для обеспечения расчетной температуры (на 15—20° выше заданной) не при наименьшем, а при среднем положении горелок.

Снижение тепловосприятия котла в связи с уменьшением поверхности нагрева пароперегревателя и активного объема топки (при среднем положении горелок) должно быть скомпенсировано увеличением поверхности нагрева водяного экономайзера во избежание понижения экономичности работы котла.

Для устранения многих конструктивных трудностей, связанных с обеспечением нормальной температуры первичного и вторичного пара в сверхмощных котельных агрегатах, в США принята компоновка с двумя не сообщающимися между собой топками. Первичный и вторичный перегреватели размещаются в разных топках. Если имеется радиационная ступень первичного перегревателя, то она размещается в обеих половинах топки. Это позволяет обеспечить автономность регулирования первичного и вторичного пара при применении для регулирования поворотных горелок или рециркуляции газов путем уменьшения диапазона их действия. Одновременно такая компоновка значительно упрощает процесс пуска блока котел — турбина. Сначала растапливается та топка, в которой размещен первичный перегреватель, и принимаются необходимые меры для защиты радиационного перегревателя, если он размещен по всей топке. По достижении давления, необходимого для прогрева турбин, имеется возможность пропускать пар через вторичный перегреватель, после чего могут быть включены мазутные форсунки второй топки. По мере увеличения расхода пара на турбину включаются пылевые горелки.

Аналогичная схема разрабатывается в СССР на котельных заводах для мощных котлов.

Рециркуляция газов. Третьим способом газового регулирования перегрева является рециркуляция газов из газохвостовых поверхностей нагрева в нижнюю часть топочной камеры, которая получила широкое распространение в США. Этот способ регулирования перегрева аналогичен влиянию избытка воздуха на температуру перегретого пара. Суще-

ность его заключается в том, что при подаче дымовых газов в топку увеличивается удельное количество газов на 1 кг топлива; это приводит к уменьшению теоретической температуры горения и общего температурного уровня в топке и к снижению в связи с этим тепловосприятия радиацией в топке. В результате увеличивается количество тепла, подведенного к пароперегревателю, что повышает долю тепла, воспринимаемого конвективными поверхностями, и в первую очередь в перегревателе, вследствие чего перегрев пара увеличивается. Таким образом, рециркуляция газов в нижнюю часть топочной камеры позволяет повысить температуру перегретого пара и тем самым выравнить характеристику пароперегревателя, построенную в зависимости от нагрузки.

В отличие от регулирования перегрева изменением избытка воздуха, приводящим к значительному возрастанию потерь с уходящими газами за счет увеличения их количества и повышения температуры, при рециркуляции газов из промежуточных газохвостовых поверхностей нагрева несколько увеличивается температура уходящих газов при неизменном их количестве; это дает меньшее понижение экономичности при регулировании указанным методом.

Регулирование перегрева рециркуляцией газа может быть применено лишь для высокореакционных видов топлива, при которых понижение температуры в топке и понижение концентрации кислорода в дымовых газах вследствие рециркуляции газов не отразится на устойчивости процесса горения. Применение рециркуляции газов при сжигании антрацитового штыба, а также и для некоторых марок тощих углей, по-видимому, не представляется возможным.

Положительным фактором рециркуляции газов является то, что при этом улучшаются условия для уменьшения шлакования топки, в отличие от регулирования поворотными горелками, при котором повышается температура газов в топке, что может привести к шлакованию. Например, для котла ТП-92 расчетная температура на выходе из топки при 70%-ной нагрузке и регулировании перегрева рециркуляцией газов составляет 1030°, а при регулировании поворотными горелками — 1130°.

Произведенные в ЦКТИ расчеты котла производительностью 380 т/час с регулированием вторичного перегрева рециркуляцией газов, отбираемых за водяным экономайзером, при температуре их 280° показали следующее:

1) для поддержания номинальной температуры вторичного перегрева при 70%-ной нагрузке котла коэффициент рециркуляции должен быть равен 0,24 (отнесенный к количеству газов при избытке воздуха в топке);

2) одновременно увеличивается тепловосприятие первичного перегревателя, и для поддержания нормального перегрева острого пара при этой нагрузке потребуются увеличение коли-

чества впрыскиваемой воды с 3150 кг/час при работе без рециркуляции до 5300 кг/час;

3) рециркуляция газов повышает температуру уходящих газов на 7° (с 118 до 125°), что соответствует увеличению потерь с уходящими газами на $\sim 0,4\%$;

4) отбор газов для рециркуляции за воздухоподогревателем дает значительно худшие результаты: а) коэффициент рециркуляции $\approx 0,2$; б) температура уходящих газов за воздухоподогревателем возрастает с 118 до 147° , что повышает потери тепла с уходящими газами до $1,7\%$; в) впрыск увеличивается до 7200 кг/час.

Как показали расчеты котла ТП-92 производительностью 540 т/час, при сжигании каменных углей типа карагандинского для радиационно-конвективных пароперегревателей с большой степенью радиационности — порядка 50% — влияние рециркуляции газов на первичный перегрев пара незначительно.

Из этих же расчетов видно, что для доведения вторичного перегрева до номинального нужно, чтобы количество рециркулирующих газов составляло 18%; для этого требуются два вентилятора производительностью по 84000 м³/час при температуре газов $\sim 270^{\circ}$ и суммарном напоре 176 мм вод. ст. с электродвигателями мощностью по 75 кВт. Также возрастает расход энергии дымососом на 61 кВт вследствие увеличения количества газов и необходимого напора. Суммарное увеличение расхода энергии на собственные нужды составляет 0,2% от мощности турбины ПВК-150, обслуживаемой этим котлом, при работе его с 70%-ной нагрузкой. Кроме того, на 0,1% повышаются потери тепла с уходящими газами.

Приняв в качестве первого приближения указанные значения потерь, связанные с рециркуляцией, и экономию топлива в результате повышения температуры вторичного перегрева пара на 30° — в 0,675%, получим чистую экономию топлива $\sim 0,375\%$.

Приведенные приближенные данные показывают технико-экономическую целесообразность применения рециркуляции для регулирования перегрева вторичного пара.

Для первичного пара, где повышение перегрева обеспечивает значительно меньший расход топлива, экономическая целесообразность применения рециркуляции газов будет еще более оправдана.

Расчеты показывают, что эффективность рециркуляции газов повышается с увеличением температуры отбираемых для этой цели газов. Однако, учитывая надежность работы вентиляторов для рециркуляции газов, наиболее целесообразным, по-видимому, окажется отбор газов перед первой ступенью воздухоподогревателя.

При использовании рециркуляции газов для регулирования перегрева следует учитывать зольность углей. Энергетические

США; это может привести к износу вентиляторов и газопроводов рециркуляции. Также приходится учитывать некоторое увеличение общего количества золы в дымовых газах при рециркуляции; в связи с этим возможен больший золовой износ труб поверхностей нагрева, особенно у существующих котельных агрегатов, где при выборе скоростей газов не был учтен этот износ.

За последнее время запроектирован ряд установок с применением рециркуляции газов, промышленное опробование которых на нескольких видах топлива покажет целесообразность использования этого метода.

При работе котлов, предназначенных для сжигания угольной пыли совместно с доменным газом, рециркуляцией газов можно повысить температуру пара, когда сжигается только один уголь, поскольку в этом случае перегрев пара значительно ниже, чем при сжигании доменного газа.

Наиболее целесообразным может оказаться применение рециркуляции для регулирования перегрева в котельных агрегатах, предназначенных для сжигания смеси угольной пыли и мазута или угольной пыли и природного газа, в которых перегрев при сжигании только мазута или природного газа получается

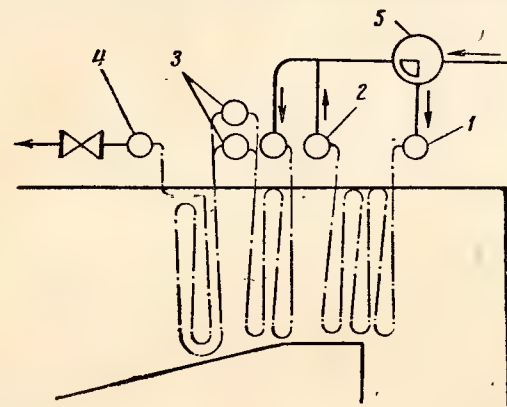


Рис. 34. Схема пароперегревателя с регулированием температуры перегрева путем перепуска пара:

1 — входной коллектор дополнительной секции; 2 — выходной коллектор этой секции; 3 — промежуточные коллекторы; 4 — коллектор перегретого пара; 5 — регулирующий поворотный клапан

более низким. В этих случаях метод регулирования рециркуляцией газов свободен от указанных выше недостатков, связанных с износом вентиляторов и газопроводов и с увеличением износа поверхностей нагрева.

К газовому регулированию условно можно отнести и некоторые методы, косвенно влияющие на тепловосприятие паро-

перегревателя, например перепуск части пара помимо перегревателя или всего пара помимо некоторой части перегревателя, а также обдувку только экрана для понижения перегрева или только пароперегревателя для повышения перегрева.

На рис. 34 приведена схема пароперегревателя с регулированием температуры перегретого пара перепуском пара. Изменение температуры перегретого пара производится при помощи поворотного клапана, которым регулируется количество пара, проходящего через дополнительную секцию пароперегревателя и через паропровод помимо этой секции.

При такой схеме требуется увеличить поверхности нагрева пароперегревателя за счет дополнительной секции и выполнить паропровод обвода и регулирующий клапан. Подобная схема рекомендуется ЦКТИ для регулирования температуры вторичного пара и разрабатывается для мощных котлов.

Принципиально такая схема возможна и для регулирования температуры острого пара, но в этом случае необходимо учитывать, что последняя секция находится в зоне сравнительно высоких температур, и через эту секцию нужно пропустить часть пара при всех нагрузках котла для охлаждения змеевиков до температуры, допустимой для металла труб.

2. ОБЗОР ПРИМЕНЯЕМЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПАРООХЛАДИТЕЛЕЙ

Снижение температуры перегретого пара при паровом регулировании производится с помощью специальных аппаратов, называемых пареоохладителями¹.

По способу охлаждения пара все типы пареоохладителей можно разбить на две группы: впрыскивающие и поверхностные.

В зависимости от точки включения пареоохладителей по паровому тракту они могут разделяться на включенные: а) на стороне перегретого пара; б) на стороне насыщенного пара; в) в рассечку, где пар охлаждается на каком-то промежуточном этапе, после прохождения его через часть поверхности нагрева пароперегревателя.

Включение пареоохладителя на стороне перегретого пара целесообразно лишь для котлов с температурой перегрева ниже 375°. При более высокой температуре пара это потребовало бы применения легированной стали для участка перегревателя с температурой пара выше 400°. Для котлов повышенного и высокого давления включение пареоохладителя допускается либо на стороне насыщенного пара, либо в рассечку.

¹ В литературе и технической документации заводов пареоохладители часто называются регуляторами перегрева. В действительности, термин «регулятор перегрева» правильнее относить не к одному пареоохладителю, а ко всему комплексу оборудования, применяемому для регулирования температуры пара, а именно: к системе нескольких пареоохладителей с дополнительными трубопроводами и арматурой для подвода и отвода пара и воды и к элементам автоматики для регулирования температуры пара.

При выборе точки включения пареоохладителя следует иметь в виду, что оно влияет на динамические свойства пароперегревателя, имеющие весьма существенное значение при автоматическом регулировании температуры пара.

При расположении пареоохладителя на стороне насыщенного пара вся тепловая емкость змеевиков и коллекторов пароперегревателя оказывается включенной в регулируемый объект, вследствие чего динамические свойства последнего характеризуются большим запаздыванием начала изменения температуры перегретого пара по отношению к изменению расхода охлаждающей воды. Для автоматического регулирования температуры пара пареоохладитель должен быть расположен возможно ближе к концу пароперегревателя (по ходу пара), так как при этом в регулируемый объект оказывается включенной только часть тепловой емкости металла змеевиков, вследствие чего величина запаздывания резко уменьшается.

Указанные соображения относятся к точке включения пареоохладителей относительно регулирования заслонками.

Включение регулятора ближе к выходу, при одновременном перемешивании пара, также полезно по условиям уменьшения неравномерности температуры перегретого пара, пропорциональной тепловосприимчивости участка.

Однако здесь приходится учитывать необходимость уменьшения веса легированных труб. Поэтому обычно оказывается целесообразным расположить пареоохладитель так, чтобы змеевики пароперегревателя до пареоохладителя можно было выполнять из углеродистой стали или из менее легированной стали (при давлении до 140 атм).

В качестве охлаждающего агента применяются питательная вода или чистый конденсат и котловая вода (последняя только для поверхностных пареоохладителей, включенных на стороне перегретого пара или в рассечке).

А. Впрыскивающие пареоохладители

Действие таких пареоохладителей основано на том, что в поток перегретого пара вводится охлаждающая вода, которая, испаряясь за счет теплоты пара и смешиваясь с ним, понижает температуру пара на необходимую величину. Впрыскивание воды производится после полного либо после частичного перегрева пара.

Эффективность работы впрыскивающих пареоохладителей зависит от величины поверхности воды, непосредственно соприкасающейся с паром, от относительной скорости воды и пара, а также от разности температур, определяющих интенсивность протекания процесса теплообмена между паром и водой. Для увеличения размеров контактной поверхности воды применяется распыливание ее в потоке пара при помощи специальных сопел

и установка завихряющих и перемешивающих вставок, сеток, набивок и др.

Регулирование температуры пара производится обычно изменением количества впрыскиваемой воды. Для получения хорошего распыливания охлаждающую воду надо подавать под давлением, несколько превышающим давление пара.

Во избежание загрязнения пара в качестве охлаждающей воды можно применять лишь чистый конденсат, содержащий солей не более $0,3 \text{ мг/л}$. Поэтому подача воды из питательной магистрали допустима лишь в тех котельных, где питание котла осуществляется чистым конденсатом при тщательном наблюдении за его качеством.

Практически не всегда удается избежать солевых отложений и при использовании для впрыска конденсата без добавки химически очищенной воды, но при добавке некоторого количества дистиллята испарителей, конденсата теплофикационных подогревателей сетевой воды или различных дренажей, обычно имеющих повышенное солесодержание. Однако опыт эксплуатации большого количества электростанций показывает, что при должном внимании к обеспечению плотности конденсаторов турбин и к качеству добавляемого дистиллята и конденсата никаких осложнений с заносом солями турбин и пароперегревателей не наблюдалось.

Отбор воды на впрыск по условиям экономичности электростанции следует производить из питательной линии после регенеративных подогревателей высокого давления.

При добавке химически очищенной воды к конденсату для питания котлов нельзя подавать на впрыск питательную воду. В зависимости от количества добавки можно применять следующие схемы.

1. Подавать для впрыска конденсат из регенеративных подогревателей высокого давления, так как этот конденсат имеет меньшее количество солей, чем конденсат турбины. Последнее происходит потому, что пар в подогревателях высокого давления охлаждается питательной водой, имеющей значительно меньшее солесодержание, чем циркуляционная вода, поступающая в конденсаторы [24].

2. На электростанциях, где установлены паровые калориферы для предварительного подогрева воздуха, можно использовать получающийся в них конденсат. Предназначенный для впрыска конденсат нужно собирать в один из деаэраторов электростанций или в специальный бак. В эти же емкости можно добавлять в случае необходимости конденсат из наиболее плотных конденсаторов.

В обоих случаях (пп. 1 и 2) нужно проложить вдоль котельной специальные трубопроводы и установить специальные насосы. С этой целью для котлов давлением 100 ат можно применять турбонасосы завода «Экономайзер» типа РВПТ-90-30 про-

изводительностью 30 т/час , создающие давление 140 ат , или поршневые насосы.

Подобная схема впрыска конденсата из подогревателей высокого давления, разработанная ВТИ и конструкторским бюро Главпромэнергомонтажа для одной из электростанций, показана на рис. 35. Очевидно, что такая система регулирования перегре-

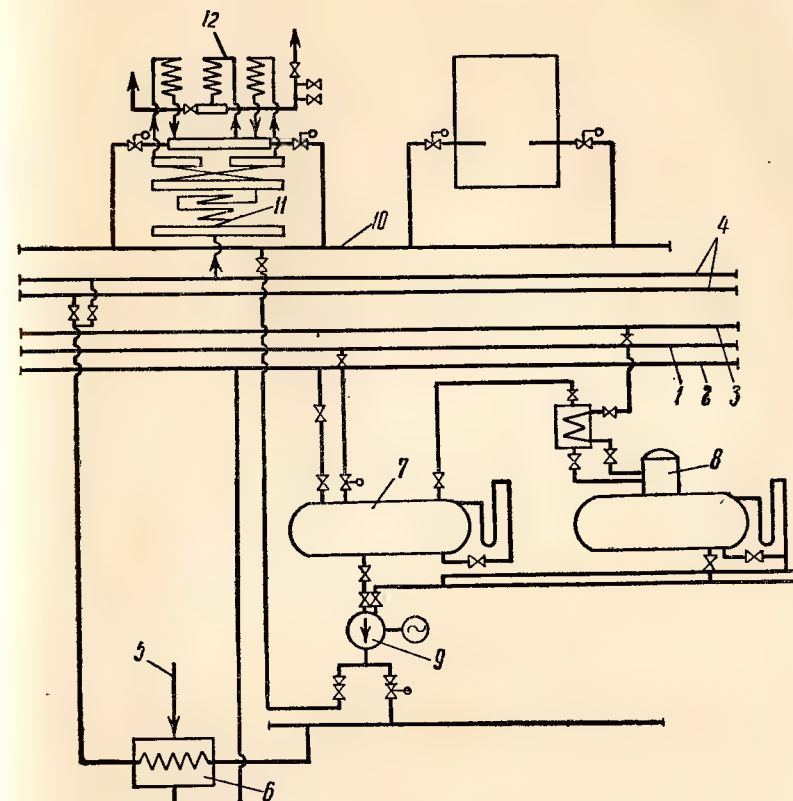


Рис. 35. Схема впрыска конденсата из подогревателей высокого давления:

1 — трубопровод турбинного конденсата; 2 — трубопровод конденсата регенеративных подогревателей; 3 — трубопровод химически очищенной воды; 4 — питательные магистрали; 5 — паропровод (17 ат); 6 — регенеративный подогреватель; 7 — сборный бак конденсата подогревателя высокого давления; 8 — деаэратор; 9 — насос для подачи конденсата на впрыск; 10 — магистраль конденсата для впрыска; 11 — пароперегреватель, первая ступень; 12 — пароперегреватель, вторая ступень

ва является достаточно сложной и дорогой, но в то же время обеспечивает вполне автономное регулирование температуры перегретого пара.

Следует заметить, что, по данным испытаний впрыскивающих пароохладителей с подачей впрыска из питательной линии котла,

произведенных ВТИ [25], при питании котла одной магистралью, из которой подавалась вода для впрыска, не удавалось удерживать температуру пара достаточно равномерной по времени. Лишь при переходе на питание котлов через обе магистрали при постоянном нерегулируемом пропуске воды через одну магистраль, из которой отводилась вода на впрыск, обеспечивалась сравнительно малая зависимость режима охлаждения пара от режима питания и поддержание постоянной конечной температуры перегретого пара с отклонениями $\pm 5^\circ$.

3. На ГРЭС при малых добавках химически очищенной воды ее можно подавать в питательную магистраль после отбора воды на впрыск или непосредственно в барабан котла. В этом случае можно установить один дополнительный насос небольшой производительности для подачи добавки химически очищенной воды.

Предполагается, что химически очищенная вода до подачи ее в котел подвергается деаэрированию.

4. Использовать для впрыска собственный конденсат. Этот метод с успехом применяется на некоторых котлах в СССР и за границей.

Для котлов металлургических заводов, где требуется значительное снижение перегрева и где котлы питаются с большой добавкой химически очищенной воды, наиболее целесообразным, как правило, окажется впрыск воды по схеме, указанной в п. 1.

Впрыскивающие пароохладители начали применяться для регулирования температуры пара одними из первых, поскольку по принципу действия и конструкции они являются наиболее простыми, особенно в случаях впрыска воды из питательной магистрали. В дальнейшем в связи с повышением параметров пара и увеличением требований к его качеству этот тип пароохладителей вытеснялся другими, хотя они все еще находят довольно большое применение.

Эффект снижения температуры пара после впрыска воды получается достаточно быстро, что весьма существенно для автоматического регулирования температуры пара. Значительное преимущество впрыскивающих пароохладителей — широкий диапазон регулирования температуры перегретого пара. Ограничением диапазона регулирования перегрева впрыском воды в одном месте является, во-первых, необходимость получения на входе в последующую поверхность нагрева пароперегревателя некоторого перегрева пара и, во-вторых, обеспечение в пределах пароохладителя полного испарения впрыскиваемой воды. По указанным причинам в случаях, когда требуется весьма широкий диапазон регулирования температуры перегретого пара, впрыскивающие пароохладители включаются в рассечку в двух местах пароперегревателя.

При выборе типа пароохладителей для котлов сверхвысоких параметров следует иметь в виду, что конструкция поверхност-

ных пароохладителей весьма утяжеляется с повышением давления; поэтому для регулирования температуры пара первичного пароперегревателя этих котлов окажется целесообразным применение впрыскивающих пароохладителей даже для котлов ТЭЦ, где добавляется значительное количество химически очищенной воды [26], особенно после внедрения впрыска собственного конденсата.

Надо отметить, что в отличие от применения впрыска воды для регулирования перегрева в первичном пароперегревателе котлов высоких и сверхвысоких параметров, не снижающего экономичности работы установки, впрыскивание конденсата для регулирования температуры пара во вторичном пароперегревателе увеличивает количество пара, проходящего через цилиндр среднего и низкого давления турбины по сравнению с цилиндром высокого давления. Таким образом, часть пара минует цилиндр высокого давления, что заметно понижает экономичность всей установки. Проведенные ЦКТИ подсчеты показали, что на каждый процент впрыскиваемой воды экономичность установки сверхвысоких параметров в целом снижается примерно на 0,2%. Если поддерживать температуру перегретого пара постоянной в диапазоне нагрузок от 60 до 100% и применять впрыскивание воды в подводящий к промежуточному пароперегревателю паропровод, то количество впрыскиваемой воды при 100%-ной нагрузке достигает 5—7%, что приводит к весьма ощутительному понижению экономичности установки. Количество впрыскиваемой воды может быть заметно сокращено, если впрыск производить не перед вторичным пароперегревателем, а в рассечке его. Это объясняется тем, что при впрыске воды перед пароперегревателем существенно снижается температура пара в начальной (холодной) части пароперегревателя; при малых температурных напорах, характерных для данной зоны, это повышает интенсивность теплообмена и уменьшает эффект снижения температуры пара за счет впрыска. Поэтому, несмотря на усложнение конструкции, связанное с необходимостью выполнения соответствующих трубопроводов с участками для полного испарения вводимого конденсата, все же целесообразно осуществлять впрыск в рассечку.

Применение регуляторов перегрева для вторичных перегревателей выгодно при работе котла в широком диапазоне нагрузок. Как показали исследования, проведенные ЦКТИ, для блочных установок, где диапазон изменения нагрузок блока будет находиться в пределах 100—75% от номинальной, применение регуляторов перегрева, как правило, оказывается нецелесообразным. Дело в том, что почти все методы регулирования перегрева (газовое, паровое) связаны с некоторым понижением экономичности работы котла. Поэтому достигнутое повышение экономичности работы установки при пониженных нагрузках и поддержании нормальной температуры пара может оказаться мень-

ше снижения экономичности работы установки при полной нагрузке за счет включения регулятора подогрева.

В этих случаях надо использовать впрыскивающие пароохладители как аварийное средство для понижения перегрева при повышении температуры пара выше допустимой, если нарушается режим работы котла.

Обзор конструкций впрыскивающих пароохладителей

Конструктивное оформление впрыскивающих пароохладителей весьма разнообразно. Основное требование, предъявляемое к конструкции пароохладителей, заключается в том, чтобы обеспечить окончание испарения впрыскиваемой воды до поступления пара в последующую поверхность нагрева пароперегревателя. Это достигается либо за счет впрыска в специальный корпус, заполненный контактной поверхностью между паром и водой, на которой вода испаряется, либо удлинением пути пара при прохождении его по паропроводу в случае впрыска воды через сопла непосредственно в паропровод. Окончательно отсепарированная избыточная вода в ряде конструкций удаляется из полости пароохладителя в дренаж во избежание ее попадания в последующие поверхности нагрева пароперегревателя.

В отечественном котлостроении впрыскивающие пароохладители ранее применялись лишь в прямоточных котлах системы проф. Рамзина, питаемых чистым конденсатом; регулирование перегрева в них производится впрыскиванием воды в пар непосредственно из питательной линии [27].

В прямоточных котлах высокого давления типа 51СП применено впрыскивание на двух участках: в паропроводы между переходной зоной и радиационным перегревателем и между радиационным и конвективным пароперегревателями (рис. 36). В прямоточных котлах повышенного давления типа 53СПС впрыск производится только в паропровод от переходной зоны к радиационному пароперегревателю (рис. 37). Питательная вода подводится от распределительного коллектора к каждой из четырех впрыскивающих головок. Ранее распыливание воды осуществлялось при помощи сопла с винтовой нарезкой (рис. 38).

В районе установки впрыскивающего устройства делается защитная рубашка для предохранения металла труб от попадания капель воды, могущих привести к трещинам.

На рис. 39—41 показан трубопровод от переходной зоны к радиационному пароперегревателю, на котором размещено впрыскивающее устройство, а также конструкция установки защитной рубашки впрыскивающего устройства и распылителя прямоточных котлов проф. Рамзина типа 51СП последних выпусков. Применявшиеся ранее в прямоточных котлах специальные распылительные головки (см. рис. 38) в эксплуатации себя не оправдали и заменены более простыми (см. рис. 41).

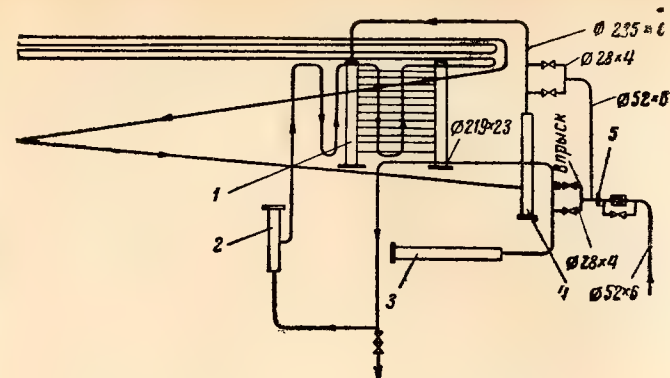


Схема расположения форсунок впрыска на трубопроводе

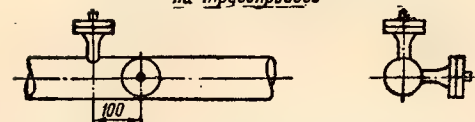


Рис. 36. Схема включения впрыскивающего регулятора температуры пара на прямоточном котле проф. Рамзина типа 51СП: 1 — входной коллектор конвективного перегревателя; 2 — входной коллектор верхней радиационной части; 3 — выходной коллектор переходной зоны; 4 — выходной коллектор верхней радиационной части; 5 — дроссельная шайба

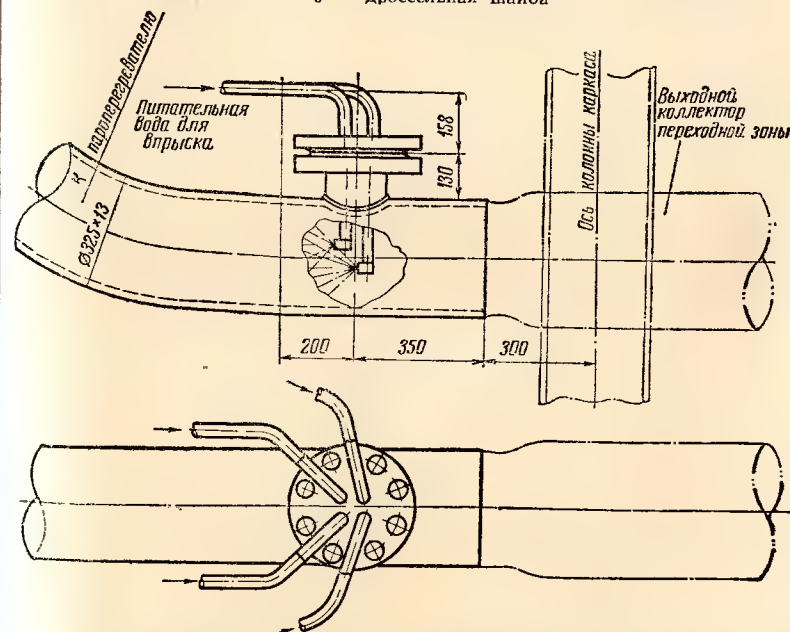


Рис. 37. Установка впрыскивающего регулятора температуры пара для прямоточного котла проф. Рамзина типа 53СПС

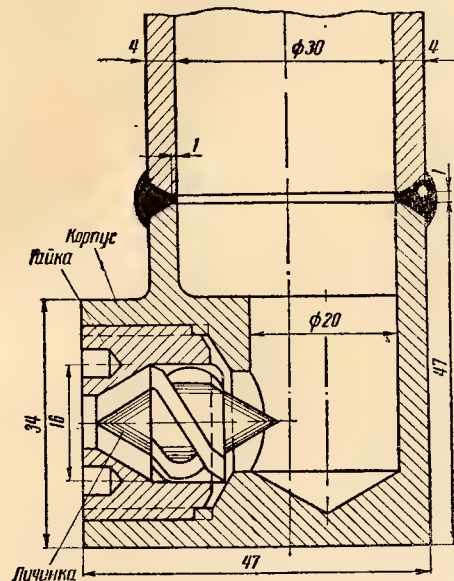


Рис. 38. Распылительная головка впрыскивающего устройства для прямооточного котла проф. Рамзина типа 53СПС

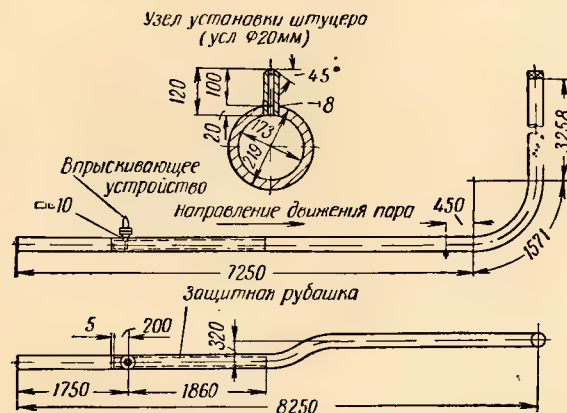


Рис. 39. Размещение впрыскивающего устройства на трубопроводе от переходной зоны к радиационному пароперегревателю прямооточного котла проф. Рамзина типа 51СП

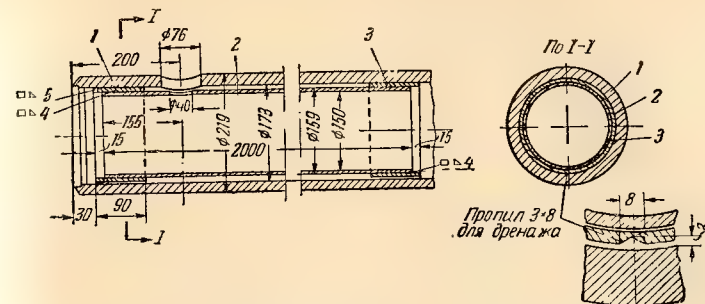
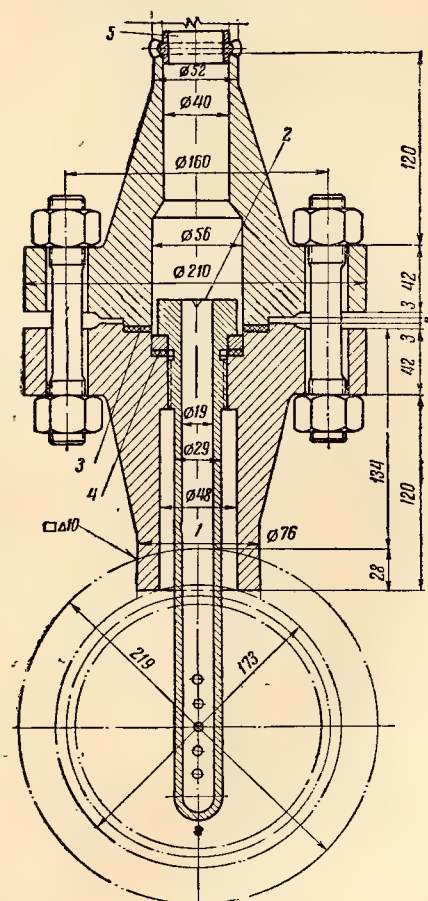


Рис. 40. Установка защитной рубашки в паропроводе:

1 — паропровод; 2 — защитная рубашка; 3 — кольцо

Рис. 41. Впрыскивающее устройство для прямооточного котла проф. Рамзина типа 51СП:

1 — распылитель; 2 — риска, указывающая направление отверстий; 3 — прокладка из стали 10; 4 — паранитовая прокладка; 5 — кольцо под сварку



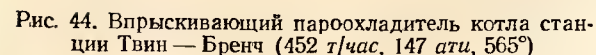
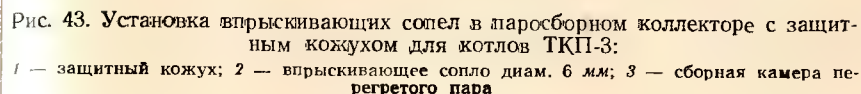
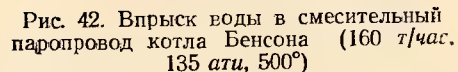


Ввод воды для впрыска

Для обеспечения равномерности подвода и раздачи пара по коллекторам пароперегревателя, а также и для облегчения условий теплового расширения соединительных трубопроводов рекомендуется делать смесительную трубу большего диаметра с осуществлением в ней впрыска воды. Соединение этой трубы с входным и выходным коллекторами двух ступеней пароперегревателя следует выполнять при помощи гибких труб небольшого диаметра.

коллекторах. Для предохранения колебаний температуры при нагревании воды и возможного повреждения был установлен защитный кожух.

60



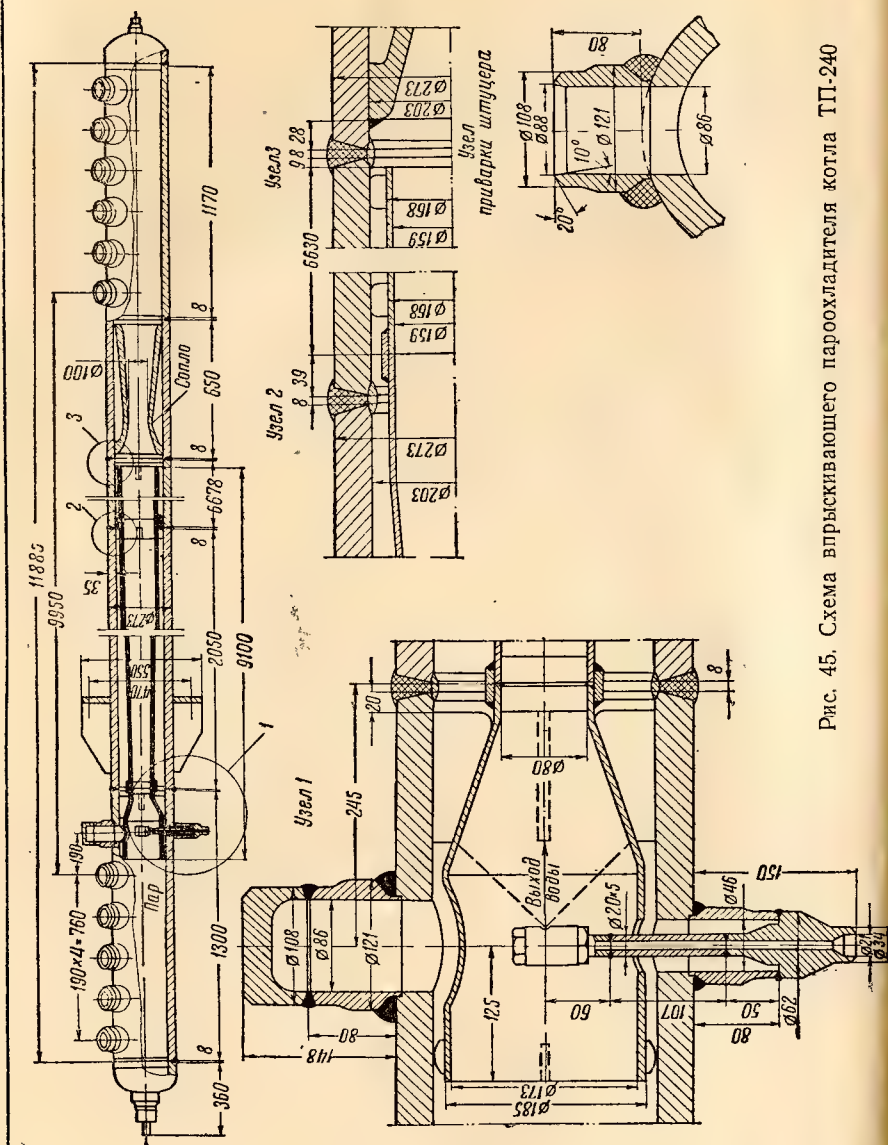


Рис. 45. Схема впрыскивающего пароохладителя котла ТП-240

нию распыленной струи воды и эффективному перемешиванию ее с перегретым паром. Кроме того, диффузор заменяет защитную рубашку и препятствует попаданию капель воды на стенки паропровода. На этих котлах впрыск воды для регулирования температуры первичного пара осуществлен в рассечку между двумя секциями пароперегревателя высокого давления, а для регулирования температуры перегрева вторичного пара впрыск осуществляется во входном патрубке вторичного пароперегревателя.

Впрыскивающий пароохладитель, применяемый Таганрогским котлостроительным заводом (ТКЗ) для котлов типа ТП-240 [29, 30], виден на рис. 45. Пар после первой ступени подводится пятью трубопроводами к пароохладителю (слева). Впрыск воды производится внутри диффузора, представляющего одновременно рубашку, защищающую паропровод, за которой установлен дополнительно перемешивающий диффузор. Следует заметить, что установка диффузоров для обеспечения полного испарения воды и перемешивания при наличии участка в 4—5 м после впрыска, по-видимому, является излишней, особенно учитывая потерю давления острого пара в них.

Эти пароохладители могут быть как горизонтальные, так и вертикальные.

У впрыскивающего пароохладителя типа Байера с контактными кольцами для котлов высокого давления фирмы Штейнмюллер вода подводится сверху и впрыскивается в пар через кольцевой трубопровод с отверстиями. Пар, проходя через смачиваемую поверхность колец, выходит сбоку, а избыток воды отводится из нижней части пароохладителя. Пароохладитель включен между двумя секциями пароперегревателя. Этот пароохладитель (рис. 46) обеспечивает глубокое охлаждение пара (на 100—130° С).

Устройства для впрыска собственного конденсата

Метод регулирования перегрева за счет конденсации части насыщенного пара в специальном конденсаторе питательной водой и подачи этого конденсата в поток пара был впервые предложен инж. А. И. Гачеговым и опубликован в 1938 г. [31]. По предложенной схеме получаемый конденсат в процессе прохождения регулирующего органа вводится в насыщенный пар до пароперегревателя путем инжектирования. Эта схема не была реализована.

В последующем аналогичная схема впрыска собственного конденсата, но не в насыщенный пар, а в перегретый в рассечке пароперегревателя была предложена проф. Долежалем [32] и внедрена в 1952 г. в Чехословакии на большом количестве котлов высокого давления. В настоящее время этот метод широко применяется за границей [33].

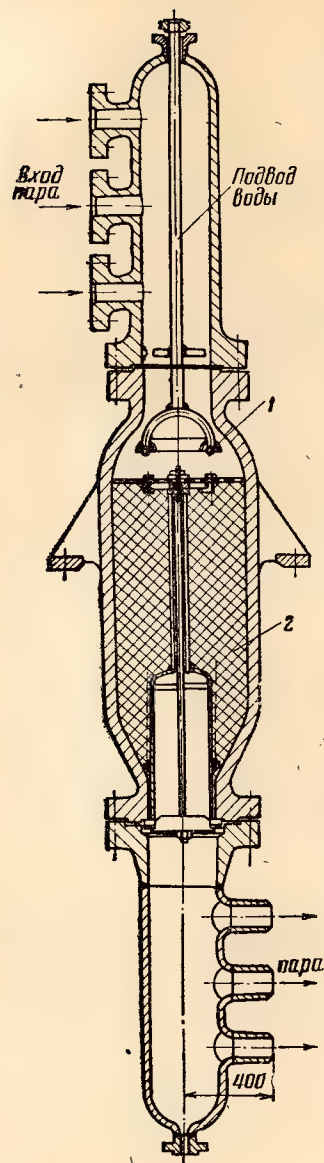


Рис. 46. Пароохладитель типа Байера с контактными кольцами для котлов высокого давления:

1 — впрыскивающий кольцевой трубопровод; 2 — кольца Рашига

В СССР указанный метод был впервые запроектирован Оргэнергостроем для котла производительностью 110 т/час, работающего при давлении 104 атм и температуре перегрева 510° на одной из станций Азэнерго.

Этот регулятор перегрева был исследован и отработан ЦКТИ [34]. К настоящему времени котлы ТП-230-Б и ряд других котлов — ТКЗ, ЗиО — выпускаются с регулированием впрыска собственного конденсата; этот метод применяется и при реконструкции котлов.

Сущность метода (рис. 47) заключается в следующем. Часть насыщенного пара, производимого котлом, отводится в теплообменник (конденсатор) поверхностного типа, где он конденсируется питательной водой. Из этого теплообменника конденсат стекает в сборный бак, расположенный ниже конденсатора, а оттуда через регулирующий клапан впрыскивается в эжекционное устройство, установленное в паропроводе. В зависимости от нагрева воды в водяном экономайзере конденсатор по водяной стороне может быть включен либо за экономайзером, либо в рассечке между его ступенями (как это показано на рис. 47), либо параллельно экономайзеру.

Количество полученного конденсата примерно пропорционально количеству охлаждающей воды, проходящей через теплообменник в схемах с пропуском всей питательной воды через него, т. е. пропорционально производительности котла.

Поверхность нагрева конденсатора должна быть рассчитана таким образом, чтобы его производительность была достаточной для обеспечения максимального расхода конденсата и получения некоторого за-

даса для покрытия кратковременной разницы между количеством расходуемого и образуемого конденсата. Для увеличения емкости трубопровод 13 к пароохладителю выполняется сравнительно большого диаметра, что позволит компенсировать перерасход впрыскиваемой воды в отдельные периоды по сравнению с производительностью конденсатора. Одновременно этим обеспечивается уменьшение сопротивления на данном участке.

Излишек конденсата при переполнении сборника 3 сливается по трубопроводу 12 в барабан котла.

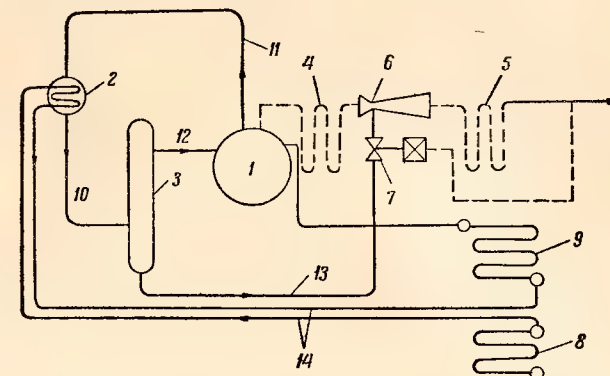


Рис. 47. Принципиальная схема регулирования температуры пара впрыскиванием собственного конденсата:

1 — барабан котла; 2 — конденсатор; 3 — сборник конденсата; 4 — пароперегреватель, первая ступень; 5 — пароперегреватель, вторая ступень; 6 — эжекционное устройство; 7 — автоматический регулятор впрыска; 8 — экономайзер, первая ступень; 9 — экономайзер, вторая ступень; 10 — трубопровод конденсата; 11 — паропровод к конденсатору; 12 — трубопровод возврата конденсата; 13 — трубопровод конденсата к регулятору перегрева; 14 — трубопроводы питательной воды

Конденсатор располагается выше сборника конденсата таким образом, чтобы конденсатор мог всегда опорожняться. Это позволяет избежать переполнения конденсатора при закрытом регулирующем вентиле, т. е. ликвидировать возможность чрезмерного переохлаждения конденсата питательной водой, проходящей через конденсатор.

На основе опыта работы таких регуляторов перегрева в Чехословакии проф. Долежал предлагает внести некоторые изменения в схему, указанную на рис. 47, в части возврата излишнего конденсата. По этой схеме излишек конденсата возвращается в барабан котла непосредственно из верхней части сборного бака, куда поступает более свежий конденсат с более высокой температурой. При продолжительной работе котла с небольшой нагрузкой (например, в ночное время), когда впрыскивания не требуется, конденсат в нижней части бака и в конденсатопроводах,

в непосредственной близости от места впрыска, значительно охлаждается. Охлаждаемый конденсат интенсивно абсорбирует газы. Электрическая проводимость конденсата при этом резко возрастает, особенно если пар проходил щелочную обработку аммиаком. Большое содержание газа в конденсате нежелательно, так как он содержит значительное количество железа; кроме того, возможна коррозия сборного бака и трубопроводов. При повышении нагрузки в действие вступает впрыскивание и вместе с охлажденным конденсатом в пар вводятся содержащиеся в нем газы. Солемер, работающий по принципу электропроводности,

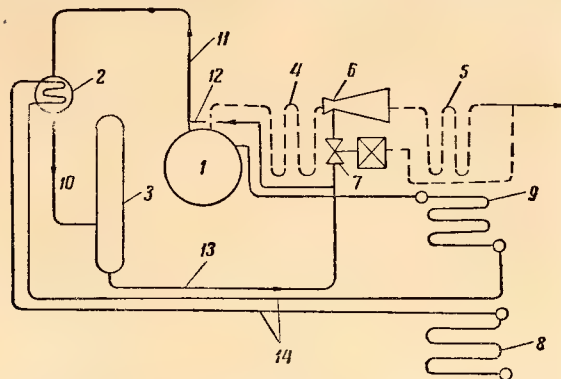


Рис. 48. Схема регулирования температуры пара впрыскиванием собственного конденсата с трубопроводом возврата конденсата, установленным перед регулятором впрыска:

1 — барабан котла; 2 — конденсатор; 3 — сборник конденсата; 4 — пароперегреватель, первая ступень; 5 — пароперегреватель, вторая ступень; 6 — эжекционное устройство; 7 — автоматический регулятор впрыска; 8 — экономайзер, первая ступень; 9 — экономайзер, вторая ступень; 10 — трубопровод конденсата; 11 — паропровод к конденсатору; 12 — трубопровод возврата конденсата; 13 — трубопровод конденсата к регулятору перегрева; 14 — трубопроводы питательной воды

покажет «повышенное солесодержание»; повышение будет продолжаться до тех пор, пока не израсходуется весь переохлажденный конденсат. Первоначально, пока этот факт не был установлен, временное повышение показаний солемера объясняли попаданием котловой воды в пар.

Указанные недостатки можно устранить посредством отвода излишнего конденсата из конденсаторопровода непосредственно перед регулирующим вентилем впрыскивания (рис. 48).

В качестве напора для преодоления сопротивлений по тракту барабан — конденсатор — впрыскивающий пароохладитель, а также для обеспечения необходимых скоростей в месте впрыска обычно служит сопротивление первой ступени пароперегревателя.

Во многих случаях располагаемый напор в первой ступени пароперегревателя оказывается недостаточным, вследствие чего приходится устанавливать в месте впрыска трубу Вентури. Например, если принять скорость в отверстиях впрыска равной 20 м/сек, необходимый напор у пароохладителя для котлов, работающих при давлении 110 атм, должен составить

$$\Delta h = \xi \frac{w_{\text{впр}}^2}{2g} \gamma = 3 \frac{20^2}{2 \cdot 9,81} 700 = 42800 \text{ кг/м}^2 \approx 43 \text{ м вод. ст.},$$

где ξ — коэффициент сопротивления ($\xi \approx 3$).

Для того, чтобы ослабить зависимость подачи впрыскиваемой воды от нагрузки, желательно иметь напор 60—70 м вод. ст. В ряде котлов высокого давления создается такой напор за счет падения давления в первой ступени пароперегревателя и поэтому можно обойтись без труб Вентури; но для котлов ТП-170 и ТП-230 и в особенности для котлов повышенного давления или меньшей мощности установка трубы Вентури неизбежна. Следует иметь в виду, что установка трубы Вентури связана с безвозвратными потерями давления, о чем подробнее будет сказано ниже.

Положительной особенностью этого метода регулирования является возможность обеспечения наименьших колебаний температуры пара при резко меняющихся нагрузках благодаря опережающему эффекту саморегулирования. Так как давление в конденсаторе равно давлению насыщенного пара в барабане котла, впрыск производится за счет потери давления пара в первой ступени пароперегревателя и в трубе Вентури, которые по своему расположению в схеме цикла пара котла предшествуют регулятору температуры. Потери давления возрастают при больших нагрузках котлов и уменьшаются при малых. Поэтому при одном и том же открытии клапана количество впрыскиваемой воды зависит от нагрузки котла; повышение нагрузки вызывает немедленное увеличение впрыскиваемого в пар конденсата, и наоборот. Возникающий эффект саморегулирования воздействует как добавочный импульс, зависящий от паропроизводительности котла. Он содействует сохранению температуры острого пара на заданном уровне, который в дальнейшем поддерживается действием автоматического регулятора.

В других регуляторах температуры система регулирования вступает в действие только после того, как температура отклонилась от установленного значения.

На рис. 49 приведена компоновочная схема получения собственного конденсата на котлах системы Азэнерго, на которой указаны размеры и расположение элементов, а также диаметр паропроводов. Конденсатором ЗиО (завода им. Орджоникидзе) является пароохладитель новой конструкции с поверхностью нагрева 21 м² (см. ниже, рис. 74).

Для охлаждения пара в конденсатор поступает вся питательная вода после экономайзера с температурой 230—250°.

Для создания необходимого перепада в месте ввода впрыска в паропровод было установлено эжектирующее устройство

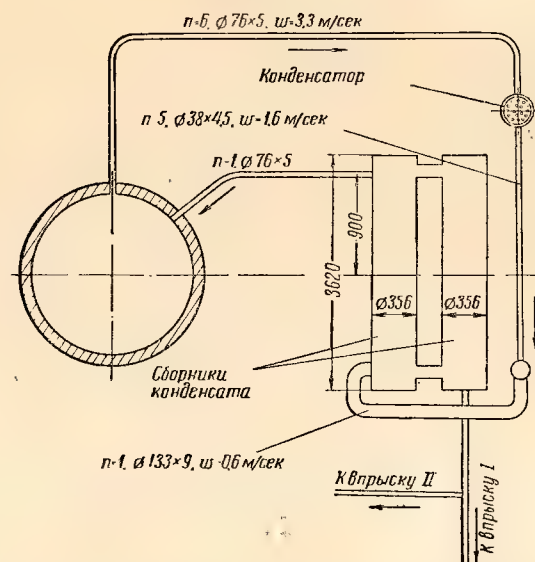


Рис. 49. Компоновочная схема получения собственного конденсата на котлах ГРЭС системы Азэнерго

типа трубы Вентури (рис. 50). В этом устройстве впрыскивающее сопло, размещенное в суженном сечении, уменьшало его на 50%, вследствие чего получались большие безвозвратные потери давления (до 3 ат). На одном из котлов ГРЭС Азэнерго была затем установлена (по предложению И. Е. Семеновкера, ЦКТИ) усовершенствованная труба Вентури (рис. 51), в которой впрыск производится через отверстия, расположенные в теле самой трубы по кольцу вокруг узкого сечения. Кроме того, угол раствора диффузора в новой трубе уменьшен до 10° вместо 20°.

В новой трубе Вентури безвозвратные потери снизились и составили в зависимости от размеров впрыска всего лишь 0,3—0,7 ат.

На рис. 52 показаны величины сопротивления трубы Вентури и паропровода на длине рубашки в зависимости от паропроизводительности котла при разном количестве впрыскиваемой воды. Как видно из кривых, при одном и том же расходе пара сопротивление трубы Вентури резко возрастает с увеличением количества впрыскиваемой воды. Резкое влияние величины впрыс-

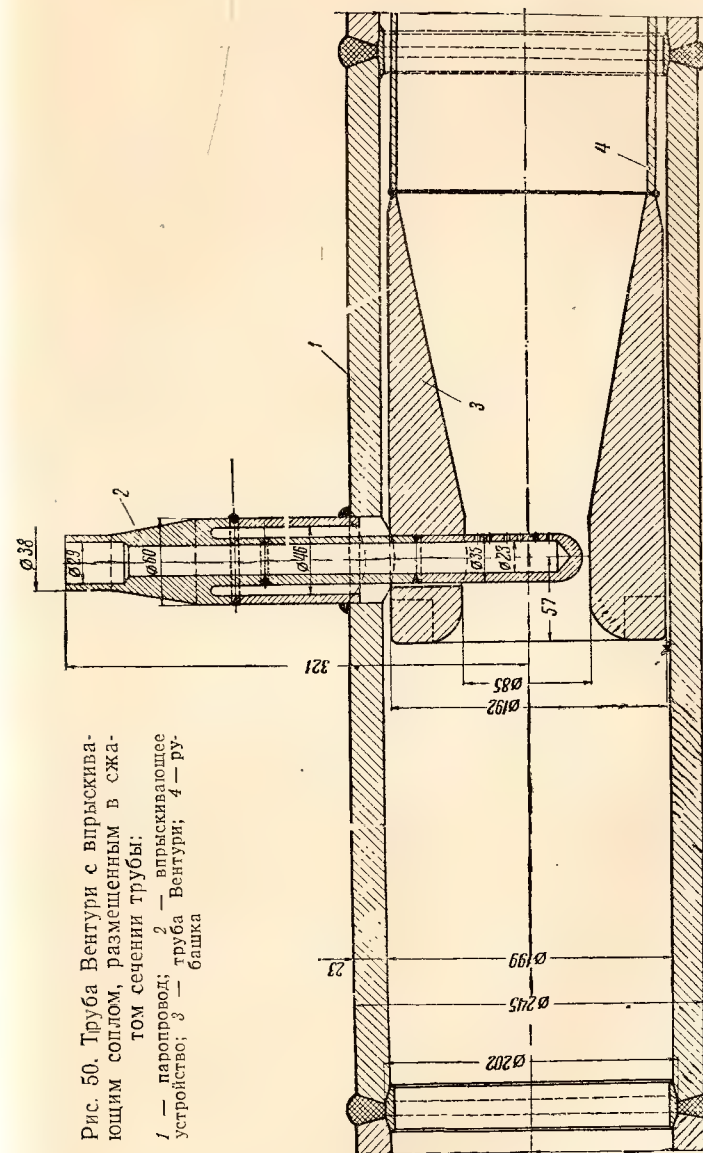


Рис. 50. Труба Вентури с впрыскивающим соплом, размещенным в суженном сечении трубы:
1 — паропровод; 2 — труба Вентури; 3 — эжектирующее устройство; 4 — рубашка

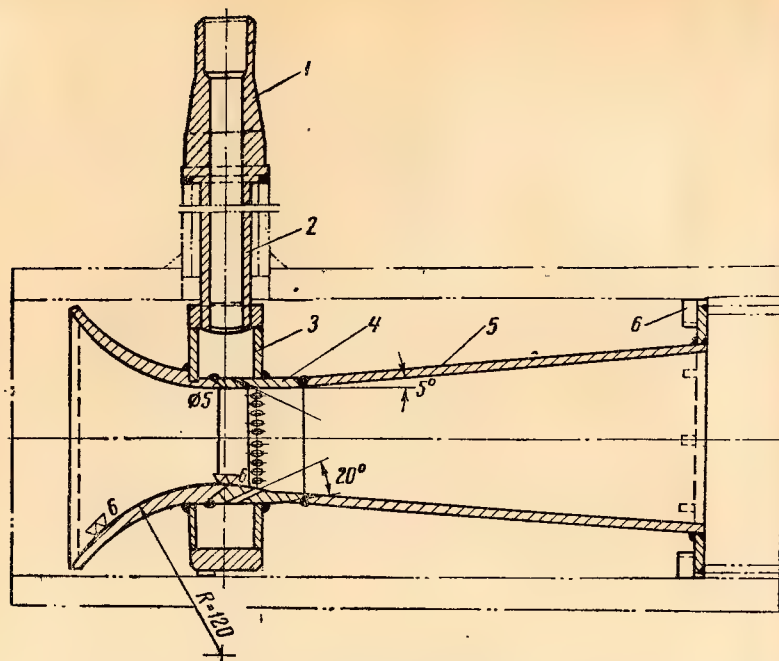


Рис. 51. Труба Вентури с впрыскивающими отверстиями по кольцу вокруг узкого сечения:

1 — наконечник сопла; 2 — труба для подвода конденсата; 3 — кольцо; 4 — сопло;
5 — диффузор; 6 — опорное кольцо

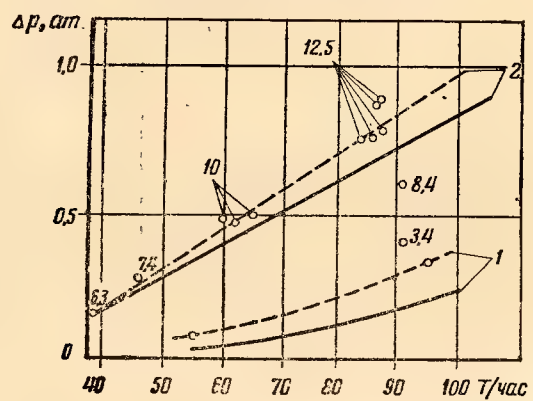


Рис. 52. Безвозвратные потери Δp вновь установленной трубы Вентури в зависимости от пропуска пара через трубу Вентури $D_{\text{ВЕНТ}}$ при максимальном и закрытом впрыске (цифры у точек указывают величину впрыска):

— сопротивление собственно трубы Вентури;
 — то же, для трубы Вентури и рубашки; $1 - G_{\text{впр}} = 0$; $2 - G_{\text{впр}} = G_{\text{макс}}$

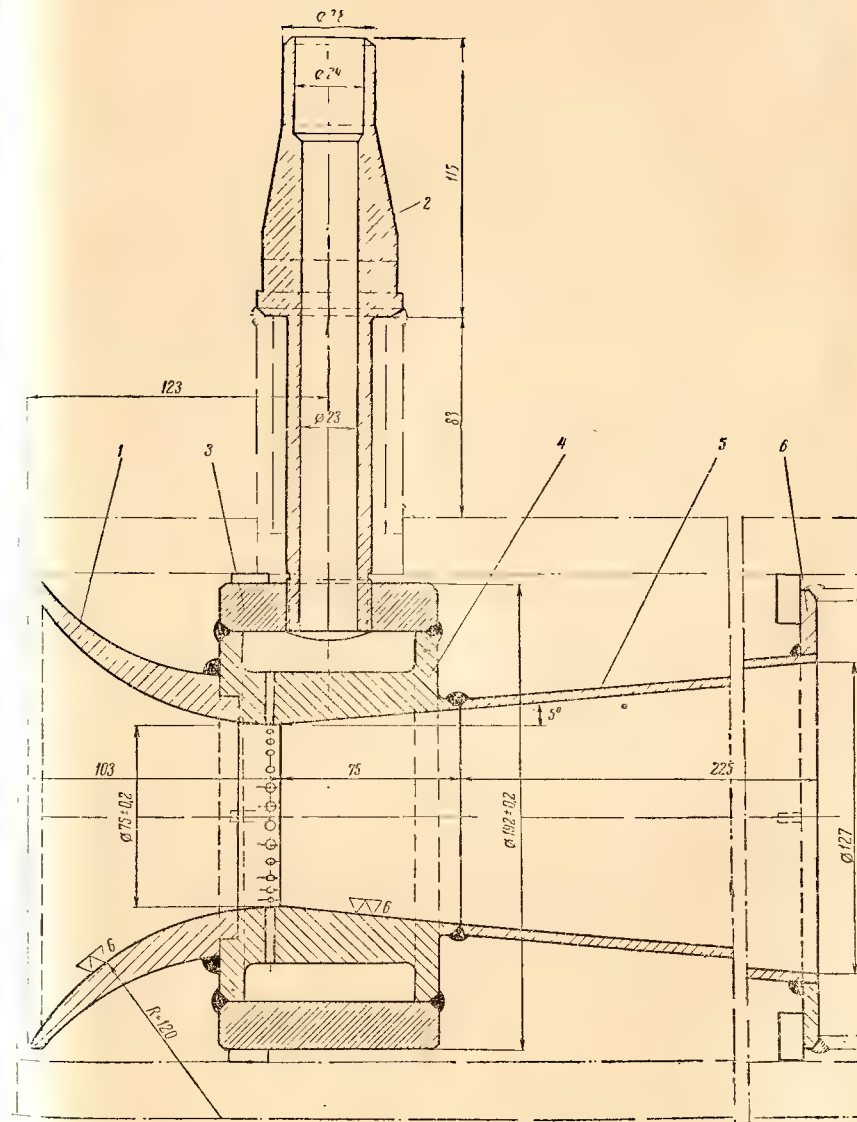


Рис. 53. Труба Вентури, рекомендуемая ЦКТИ:

1 — наконечник сопла; 2 — труба для подвода конденсата; 3 — кольцо; 4 — сопло;
5 — диффузор; 6 — опорное кольцо

ка на сопротивление трубы автор указанного исследования объясняет возможным влиянием радиального расположения впрыскивающих отверстий, обуславливающего образование водяной завесы, для разрушения которой требуется значительная энергия.

В связи с этим ЦКТИ рекомендует выполнять трубу Вентури с косым направлением впрыскивающих сопел (рис. 53), при котором предполагается уменьшение сопротивления.

На рис. 54 приведено эжектирующее устройство завода им. Орджоникидзе. В этой конструкции для устранения загромождения узкого сечения трубы Вентури применены четыре впрыскивающих сопла, расположенных перпендикулярно друг другу и монтируемых заподлицо с внутренней стенкой трубы Вентури. На рис. 55 показана компоновочная схема получения собственного конденсата чехословацких котлов (производительность 230 т/час, давление 100 атм, температура перегрева 525°). Конденсаторы располагаются на потолочном перекрытии выше уровня барабана. Сборный бак конденсата также выполняется горизонтальным и находится непосредственно под конденсаторами. Сливная труба отводит излишек конденсата из верхней части сборного бака в барабан котла. Конденсатор по водяной стороне включен в рассечку между первой и второй ступенями экономайзера, где температура воды $\approx 250^\circ$. Охладителя конденсата нет. Конденсаторы рассчитаны на получение 25 т/час конденсата ($\sim 11\%$ от паропроизводительности), что должно обеспечить снижение перегрева примерно на 55° .

Наиболее длительный опыт эксплуатации отечественных котлов с регулированием перегрева впрыском собственного конденсата имеет ГРЭС Азэнерго [34]. Двухгодичная работа трех котлов этой ГРЭС показала, что данный метод регулирования является надежным. Практически был отмечен лишь один недостаток — засорение отверстий впрыскивающего сопла сварочным графом и чешуйками, что должно быть в некоторой степени отнесено за счет недостаточной тщательности монтажа и попадания графа внутрь трубопроводов.

Засорение отверстий снижало размер впрыска, что требовало устройства продувочной линии. Продувка производилась на ходу путем одновременного закрытия регулирующего клапана и открытия продувочных клапанов. Но эту операцию необходимо производить очень быстро во избежание повышения перегрева за время продувки. В дальнейшем на конденсатопроводе был установлен фильтр из нержавеющей стали (рис. 56) с большим количеством отверстий диам. 2,5 мм (диаметр отверстий впрыска 3 мм). Однако и установка фильтра не полностью устранила засорение отверстий, вследствие чего приходилось производить продувку один раз в 10 дней, так как к этому времени впрыск уменьшался примерно на 20%.

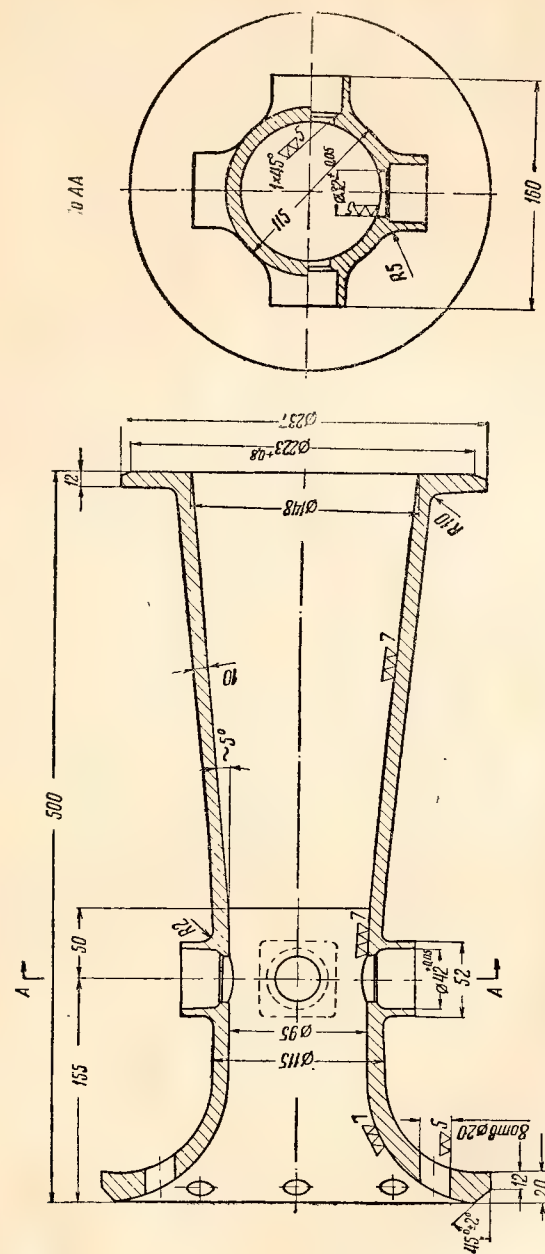


Рис. 54. Эжектирующее устройство ZnO

Имеются опасения, что при уменьшении давления в барабане возможно вскипание в конденсатопроводе; это приведет к снижению или даже полному прекращению поступления конденсата к впрыскивающему соплу. Некоторое дополнительное снижение давления конденсата происходит в регулирующем клапане. По указанным причинам Таганрогский котлостроительный завод (ТКЗ) и завод им. Орджоникидзе предусматривали в своих схемах переохлаждение конденсата путем установки дополнительных охладителей после конденсаторов, на пути к регулирующим вентилям.

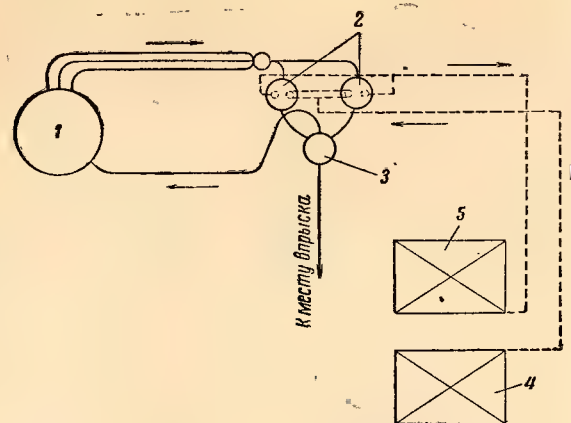


Рис. 55. Компоновочная схема получения собственного конденсата на чехословацких котлах:

1 — барабан; 2 — конденсаторы; 3 — сборник конденсата; 4 — экономайзер, первая ступень; 5 — экономайзер, вторая ступень; — — — линии питательной воды; — — — линии конденсата

Произведенные ТКЗ испытания конденсационно-охлаждающей установки для получения собственного конденсата для впрыска на котле ТП-230-Б подтвердили, что дополнительного охладителя конденсата не требуется [35].

На указанных выше котлах Азэнерго некоторое снижение температуры конденсата достигалось снятием изоляции с конденсатопровода и составляло 3—4° при максимальном впрыске. Охлаждение конденсата на 4° или на 5,5 ккал/кг достаточно, чтобы исключить вскипание воды при сопротивлении впрыска в 5,5 ат. Осложнений в регулировании перегрева не наблюдалось даже при имеющих место частых снижениях давления на этих котлах до 20—25 ат.

На основе приведенных данных, ЦКТИ считает возможным ограничиться охлаждением конденсата за счет оставления конденсатопроводов без изоляции, не устанавливая специальных охладителей.

Как сообщает проф. Долежал [33], на подвижной электростанции в Чехословацкой Республике имели место затруднения при регулировании; в основном это происходило из-за неправильного выбора диаметра паропровода от барабана к конденсатору; это вызывало значительное падение давления между кон-

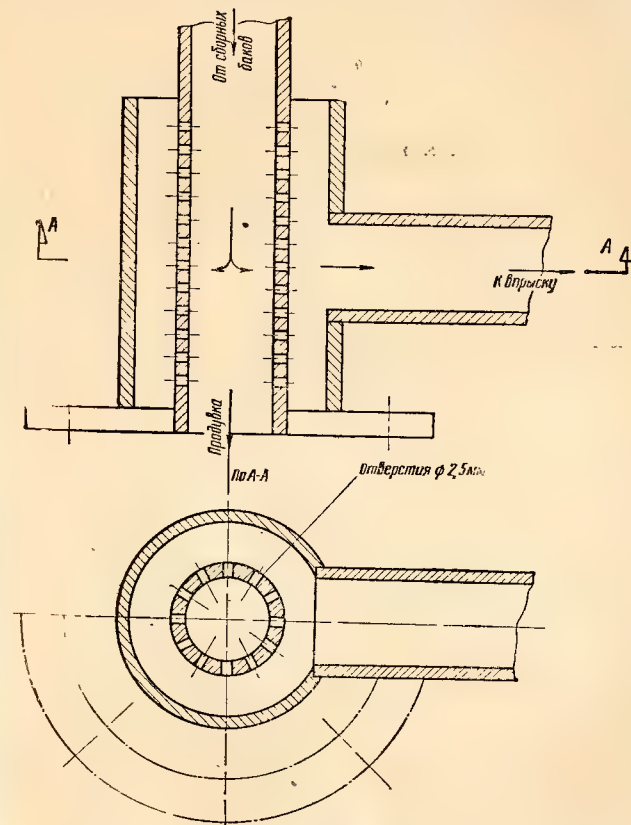


Рис. 56. Фильтр

денсатором и барабаном котла. Неправильна была также установка конденсатора ниже барабана, что приводило к переполнению конденсатора и прекращению его работы.

Проведенные ЦКТИ исследования показали, что потери давления, связанные с применением схемы впрыска собственного конденсата, состоят из безвозвратных потерь в трубе Вентури, равных не более 0,5 ат, и сопротивления конденсатора по воде, составляющего до 1 ат.

В осуществленных конструкциях для котлов высокого давления вес металла оборудования на 100 т производительности котла составляет 6—7 т, этот вес может быть снижен, при исключе-

нии охладителя, до 5—5,5 т. Однако, как будет показано ниже, подогрев воды в пароохладителях, или в данном случае в конденсаторах, ухудшает эффективность работы водяного экономайзера. Если охлаждающая вода поступает в конденсатор до или после первой ступени экономайзера, то для сохранения расчетной температуры уходящих газов необходимо увеличить поверхность нагрева экономайзера.

Таким образом, можно отметить, что метод регулирования перегрева впрыском собственного конденсата может быть рекомендован для пылеугольных котлов любой производительности при давлении 100—140 ат, в которых из-за плохого качества питательной воды нельзя осуществлять впрыск непосредственно из питательных линий.

Однако для котлов металлургических заводов, в которых сжигается угольная пыль и доменный газ, когда требуется увеличить диапазон регулирования перегрева до 80—90°, применение этого метода регулирования встречает определенные затруднения. Дело в том, что наибольшее снижение перегрева и наибольшее количество впрыскиваемой воды обычно требуется при работе на одном доменном газе с нагрузкой порядка 50—60% от номинальной. В этом случае труба Вентури должна быть рассчитана на обеспечение необходимого перепада давлений не при номинальной нагрузке котла, а при 50—60% от номинальной. Это приведет к безвозвратным потерям в 2—3 ат при номинальной нагрузке котла и работе его на угольной пыли, особенно учитывая небольшое сопротивление первой ступени перегревателя при этой нагрузке (50—60%). Кроме того, потребуются конденсаторы увеличенной поверхности.

По сообщению проф. Долежала [33], метод регулирования перегрева впрыском собственного конденсата применяется и в установках малой мощности, где в целях охлаждения конденсата для впрыскивания применяют холодный воздух. Фирма Vereinigte Kesselwerke в Дюссельдорфе применяет такое регулирование даже на небольших котлах с колосниковыми решетками. В качестве охлаждающей среды для получения конденсата используется воздух, подаваемый для сгорания. Большим преимуществом схемы охлаждения конденсата воздухом в конденсаторе является предупреждение коррозии холодной части воздухоподогревателей. Количество потребного конденсата в таких установках прямо пропорционально нагрузке котла, так как оно зависит от количества подаваемого воздуха.

Новая схема регулирования температуры перегретого пара впрыскиванием питательной воды в рассечку пароперегревателей по методу И. И. Кошелева и А. С. Шишкина (МОЦКТИ)

По этой схеме можно впрыскивать питательную воду, содержащую добавку химически умягченной воды к конденсату, без существенного ухудшения качества пара. В предлагаемой схеме

регулирования температуры пара [36] впрыскиваемая питательная вода предварительно поступает в смеситель, где перегретым паром, отобранном между первой и второй ступенями пароперегревателя, она упаривается до влажности порядка 1,5—2%. Полученный влажный пар в сепараторе освобождается от влаги, практически и от солей, и вводится в рассечку между второй и третьей ступенями перегревателя. Отсепарированная влага с повышенным содержанием солей отводится в линию непрерывной продувки либо через эжектор возвращается в контур котла.

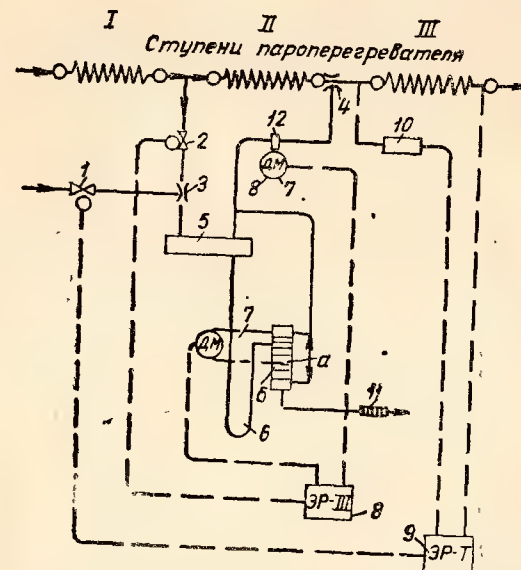


Рис. 57. Устройство для регулирования температуры перегретого пара впрыскиванием питательной воды:

1 и 2 — регулирующие клапаны; 3 и 4 — смесители; 5 — пленочный сепаратор БИК; 6 — гидравлический затвор; 7 — влагомер (состоит из мерительного сосуда а с диафрагмой б и двух дифференциальных манометров с индукционными датчиками в); 8 — регулятор влажности; 9 — регулятор; 10 — электронный дифференциатор; 11 — набор дроссельных шайб; 12 — мерительная паровая шайба

Принцип действия предлагаемого устройства (рис. 57) состоит в следующем: вода из питательной линии поступает в смеситель 3; количество воды регулируется регулятором температуры 9 с помощью клапана 1 по импульсу от температуры перегретого пара и опережающему импульсу — скорости изменения температуры пара после смесителя 4. Пароводяная смесь, полученная в смесителе 3, поступает в сепаратор 5, откуда сухой насыщенный пар, практически очищенный от солей, поступает в смеситель 4, где смешивается с основным потоком перегрето-

го пара. Отсепарированная влага удаляется через гидравлический затвор в верхнюю полость мерительного сосуда *a* влагомера 7. Мерительный сосуд представляет собой вертикальный цилиндр, разделенный на две полости диафрагмой *б* с калибровочным отверстием. Из верхней полости через калибровочное отверстие диафрагмы происходит истечение отсепарированной влаги в нижнюю часть мерительного сосуда, откуда она удаляется через набор дроссельных шайб *11*. Обе полости соединены дыхательной трубкой и имеют одинаковое давление, поэтому высота столба жидкости в верхней полости мерительного сосуда связана с расходом жидкости через калиброванное отверстие диафрагмы *б*. Этот расход жидкости измеряется дифманометром с индукционным датчиком *в*, сигнал от которого воспринимается регулятором влажности 8. Он получает также сигнал от дифманометра с индукционным датчиком *в*, измеряющим перепад паровой диафрагмой на соединительном трубопроводе между сепаратором 5 и смесителем 4. Таким образом, регулятор влажности 8 получает сигналы от расходов жидкости и сухого насыщенного пара, идущего от сепаратора 5, отношение которых и представляет собой влажность пара перед сепаратором 5, т. е. в смесителе 3. Регулятор 8 поддерживает с помощью регулирующего клапана 2 заданную влажность пара в смесителе 3.

Данное устройство позволяет регулировать температуру пара питательной водой с содержанием до 30 мг/кг.

Б. Поверхностные парохладители

В зависимости от места расположения поверхностных парохладителей они могут быть разделены на внутрибарабанные и выносные. Последние в свою очередь делятся на выносные с охлаждением котловой водой и с охлаждением питательной водой.

Внутрибарабанные поверхностные парохладители

Внутрибарабанные поверхностные парохладители получили широкое распространение в СССР, где они установлены на всех двухбарабанных и трехбарабанных котлах с поверхностью нагрева 450, 800, 1500, 2500 м² и др.

Принципиальная схема работы такого парохладителя, включенного на стороне перегретого пара, показана на рис. 58.

В этих котлах часть перегретого пара из пароперегревателя отводится в парохладители, находящиеся внутри барабана ниже уровня воды, где происходит снижение температуры пара за счет теплообмена между перегретым паром и кипящей водой. Остальная часть перегретого пара отводится непосредственно в главный паропровод.

Оба паровых потока — охлажденный и неохлажденный — смешиваются в главном паропроводе.

Регулирование температуры перегрева производится изменением количества пара, направляемого в парохладители при помощи поворотного регулирующего клапана, расположенного в месте разветвления потоков пара.

Тепловосприятие такого парохладителя зависит от разности температур между перегретым паром и водой. В зависимости от количества пара, проходящего через парохладитель, изменяется степень охлаждения пара, а следовательно, и средняя разность температур между паром и водой и общее тепловосприятие парохладителя.

Недостатком приведенной схемы, присущим всем парохладителям, включенным на стороне перегретого пара, в первую очередь является перегрев трубок выходной части пароперегревателя до чрезмерно высоких температур. Это не имеет существенного значения при низких параметрах пара, но при давлении порядка 35 ат и перегреве пара выше 400° такой способ включения допускать не следует.

Для котлов высокого давления включение регулятора на стороне перегретого пара вообще исключается.

Расположенные в барабане парохладители часто являлись источником загрязнения пара вследствие проникновения котловой воды в перегретый пар через неплотности в местах соединения отдельных частей парохладителя (во фланцах, лючках и в вальцовках), недоступных для осмотра, а также в местах повреждения отдельных их элементов коррозией.

Расстройства и неплотности соединений происходят в основном из-за термических деформаций парохладителей, омываемых изнутри перегретым паром, а снаружи — частично насыщенным паром, частично водой; при этом колебании уровня воды в барабане котла происходит переменное омывание некоторых элементов, то паром, то водой в зависимости от положения уровня.

При установке таких парохладителей наблюдались также случаи расстройства заклепочных швов штуцеров для проводки трубопроводов перегретого пара сквозь тело барабана в тех случаях, когда эти штуцеры были выполнены без паровых рубашек.

Радикальным мероприятием против загрязнения пара является выполнение парохладителей цельносварными с фланцами, помещенными целиком в водяном или в паровом пространстве. Однако и в этом случае не устраняется возможность разруше-

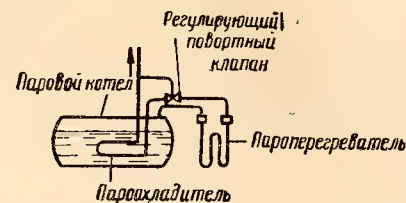


Рис. 58 Принципиальная схема включения внутрибарабанного парохладителя на стороне перегретого пара с подводом пара через паровое пространство

ния вследствие интенсивной коррозии подводящих паропроводов в зоне колебаний уровня воды.

Отмеченные недостатки как конструктивные, так и по схеме включения, устранены в пароохладителе, схематически показанном на рис. 59, где все паропроводы к пароохладителю подведены непосредственно в водяной объем ниже наинизшего уровня воды. Все змеевики и камеры поверхности нагрева парохладителя также находятся под водой. По паровой стороне этот пароохладитель включен в рассечку, что снижает разность температур пара и воды, уменьшая тем самым термические деформации, но увеличивает поверхность пароохладителя.

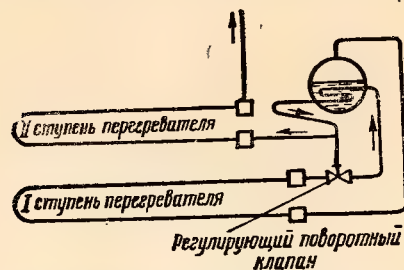


Рис. 59. Принципиальная схема включения внутрибарабанного пароохладителя в рассечку с подводом пара непосредственно под уровень воды

Существенное значение для повышения надежности работы данного типа пароохладителей имеет конструктивное оформление участков пропуска паропроводов перегретого пара через стенку барабана.

Достоинством внутрибарабанных пароохладителей, обуславливающим их широкое распространение, является полное отсутствие водяной коммуникации и размещение поверхности нагрева пароохладителя внутри барабана, без дополнительного корпуса, что в значительной степени удешевляет стоимость этих пароохладителей по сравнению с выносными. Однако установка таких пароохладителей сильно загромождает водяное пространство барабана и затрудняет размещение сепарирующих устройств и доступ для осмотра всех элементов внутрибарабанного устройства.

В двухбарабанных котлах пароохладители можно располагать внутри нижнего барабана.

На рис. 60 представлена схема пароперегревателя и пароохладителя, установленных на двухбарабанных котлах «интегрального» типа, а на рис. 61 — конструктивное оформление пароохладителя этого типа котлов.

После исследования ряда отечественных и зарубежных котлов с внутрибарабанными пароохладителями, установленных на электростанциях, где они успешно работают при правильном конструктивном оформлении, ЦКТИ рекомендует внутрибарабанные пароохладители для котлов мощностью до 100 т/час [37]. Для котла Барнаульского котлостроительного завода (БКЗ) производительностью 50 т/час при давлении 40 ат и температуре перегретого пара 450° ЦКТИ разработал пароохладитель, расположенный в верхнем барабане и включенный по паровой стороне

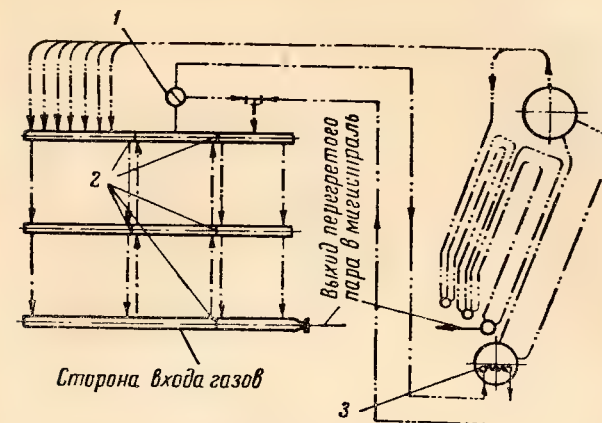


Рис. 60. Схема пароперегревателя и пароохладителя котла «интегрального» типа:

1 — регулирующий клапан пароохладителя с автоматическим приводом; 2 — перегородки; 3 — пароохладитель

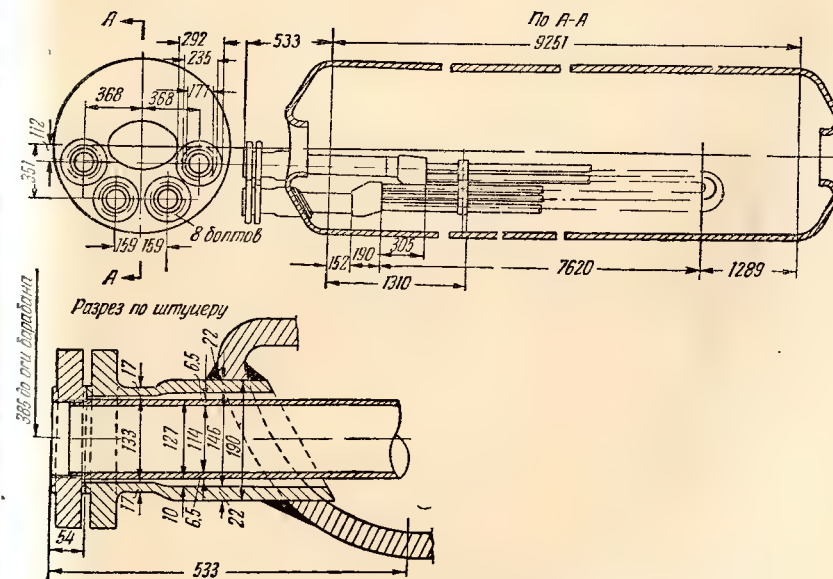


Рис. 61. Конструкция пароохладителя, установленного в нижнем барабане котла «интегрального» типа

в рассечку. Пароохладители не препятствовали размещению сепараторных устройств с внутрибарабанными циклончиками.

Для обеспечения надежной работы внутрибарабанных пароохладителей ЦКТИ сформулированы следующие основные условия.

- 1) пароохладитель должен быть цельносварным;
- 2) пакеты труб пароохладителя вместе со сборными коробками должны при всех режимах находиться под уровнем воды в барабане;
- 3) ввод и вывод труб пароохладителя в барабан предпочтительнее осуществлять через водяной объем барабана;
- 4) если трубы пароохладителя вводятся в барабан через паровое пространство, то в нем они не должны омываться пароводяным потоком. Кроме того, для котлов, работающих на конденсатном режиме (низкое рН), участки прохода труб через уровень воды в барабане должны защищаться глухими, закрытыми сверху и снизу манжетами; для котлов, работающих с добавкой химически очищенной воды, такие манжеты не требуются;
- 5) в участках прохода труб пароохладителя через тело барабана должны быть установлены «рубашки»;
- 6) при размещении пароохладителя в барабане котла следует исключить попадание пара, образовавшегося в водяном объеме у пароохладителя, в опускные циркуляционные трубы.

Проведенными ЛФЦПКБ испытаниями пароохладителя, размещенного в верхнем барабане котла типа Ла-монт производительною 45 т/час, было установлено, что при 100% пропуске пара через пароохладитель обеспечивается снижение температуры перегретого пара на 95°.

Внутрибарабанные пароохладители могут быть рекомендованы при реконструкции однобарабанных и двухбарабанных котлов средней мощности.

Выносные пароохладители, расположенные в отдельном корпусе, с охлаждением пара котловой водой

Выносной пароохладитель состоит из вертикального цилиндрического корпуса диам. 600—900 мм и общей длиной 3—9 м, разделенного на две неравные части, соединенные между собой фланцевым соединением. Поверхность нагрева размещается в верхней водяной части и образуется из П-образных труб, развальцованных или приваренных в трубной доске, зажатой во фланцевом соединении. Перегретый пар поступает в нижнюю часть, разделенную перегородкой на две камеры, и, проходя через трубы поверхности нагрева, охлаждается в необходимых пределах. Охладителем обычно служит котловая вода; в некоторых случаях применяется также питательная вода.

Регулирование перегрева, как правило, производится изменением количества пара, проходящего через пароохладитель, при

помощи перепуска его, а в некоторых прежних конструкциях — изменением величины активной части поверхности нагрева путем изменения высоты уровня воды в водяной части пароохладителя.

На рис. 62 приведена схема включения пароохладителей системы ЛМЗ на четырехбарабанных котлах поверхностью нагрева 750 м². В этих котлах пароохладитель установлен на 1,8 м ниже оси верхнего барабана. Вода поступает из нижнего барабана, а образующийся в результате испарения воды пар отводится в паропровод котла. Регулирование перегрева производится изменением высоты уровня воды.

Эти пароохладители имеют ряд недостатков, основными из которых являются:

- а) загрязнение всего пара за счет уноса котловой воды вместе с паром, поступающим из пароохладителей;
- б) повреждение труб поверхности нагрева вследствие коррозии металла в зоне колебаний уровня воды;
- в) расстройство фланцевого соединения большого диаметра и неплотности в местах развальцовки труб пучка в трубной доске.

Во избежание этих недостатков, а также для увеличения гибкости регулирования схема включения таких пароохладителей впоследствии была изменена. По измененной схеме весь корпус пароохладителя заполняется водой; отвод из него паро-водяной смеси осуществляется за счет естественной циркуляции.

При такой схеме пароохладители должны быть установлены ниже уровня воды в барабане, на определенной высоте, обеспечивающей достаточный движущий напор в контуре соединения барабана с пароохладителями. Регулирование перегрева осуществляется устройством для перепуска пара, устанавливаемым либо внутри нижней паровой камеры пароохладителя, либо на паропроводе.

Все перечисленные недостатки могут быть устранены при соответствующем конструктивном оформлении. Указанный тип пароохладителей применяется для котлов повышенного и высокого давления и по настоящее время.

На рис. 63 изображена схема включения выносных пароохладителей типа Бабкок — Вилькокс, а на рис. 64 — конструкция самого пароохладителя. Пароохладитель по паровой стороне включен в рассечку. Регулирование температуры пара осуществляется перепуском пара при помощи поворотного клапана, размещен-

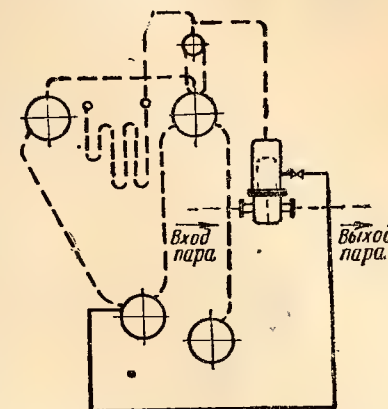


Рис. 62. Схема включения выносного пароохладителя системы ЛМЗ:
— — — пар; — — — охлаждающая вода

ного в паровом объеме в нижней части пароохладителя. В некоторых конструкциях вместо секторного затвора установлена простая поворотная заслонка. Трубы поверхности охлаждения присоединяются к трубной доске на сварке с паровой стороны. В местах прохода труб через трубные доски имеются паровые рубашки. Перегретый пар поступает в специально выделенную камеру в нижней части пароохладителя, откуда направляется в

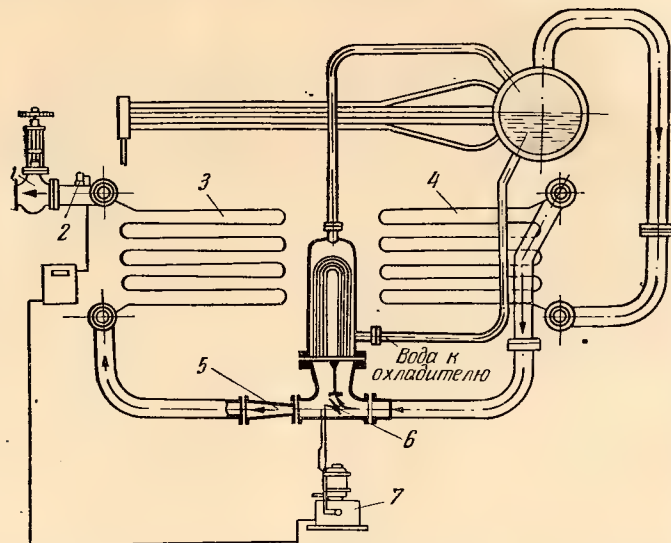


Рис. 63. Схема установки пароохладителя типа Бабкок и Вилькоккс:

1 — паровая задвижка; 2 — термостат; 3 — вторая ступень перегревателя; 4 — первая ступень перегревателя; 5 — смешивающая труба; 6 — смешивающий клапан; 7 — прибор автоматического регулирования перегрева

трубки пароохладителя через специальные патрубки, одним концом разбортованные в крышке камеры, а другим — в трубке пароохладителя на расстоянии 80—100 мм от водяной кромки основной трубной доски. Этим достигается омывание трубной доски с паровой стороны только охлажденным паром и уменьшение разности температур с обеих сторон доски.

Для разгрузки фланцевого соединения от деформации трубной доски в радиальном направлении последняя выполняется из двух частей: кольца, зажимаемого между фланцами, и диска — трубной доски. Обе части соединены между собой замком по окружности. Уплотнение достигается мягкой кольцевой прокладкой, устанавливаемой на выступе замка и прижимаемой диском за счет избыточного давления с внутренней водяной стороны по сравнению с паровой.

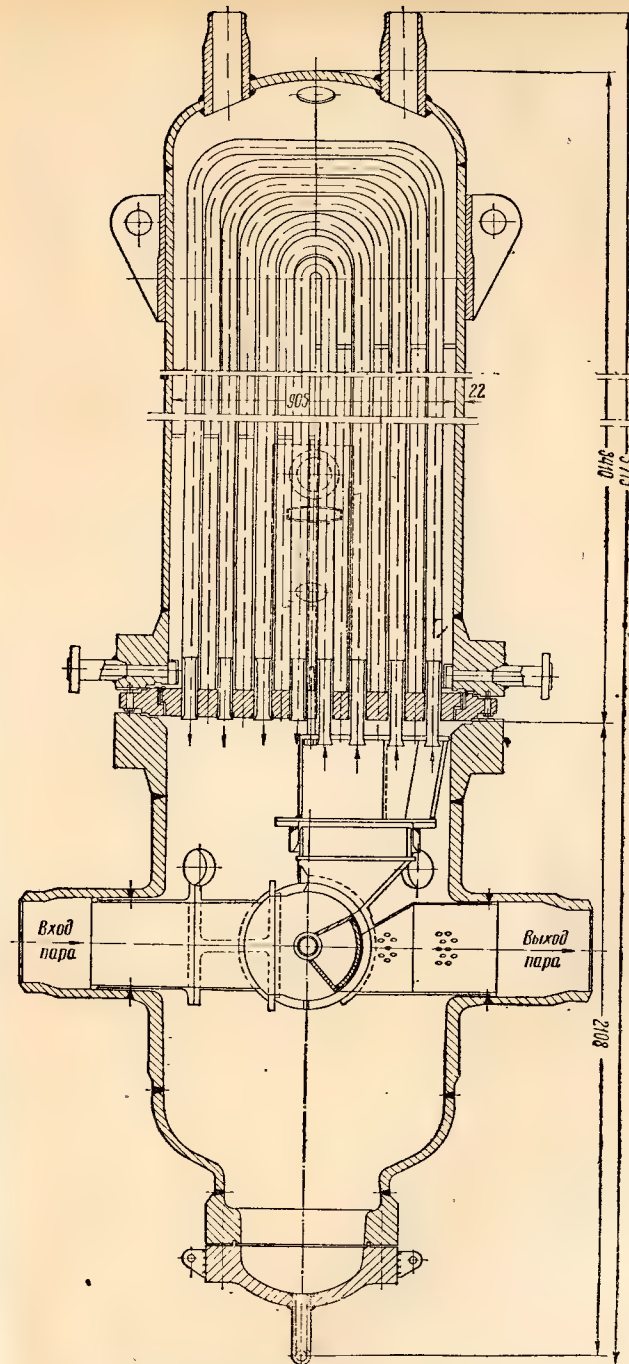


Рис. 64. Конструкция выносного пароохладителя типа Бабкок — Вилькоккс

Обе части соединены кольцевым компенсатором из прутково-го железа Армко, привариваемым к обеим частям с водяной стороны.

Внизу пароохладителя у трубной доски находятся продувочные трубы, что обеспечивает эффективное удаление шлама, отлагающегося у доски.

На рис. 65 показана схема пароохладителя типа Мелеско, отличающаяся от предыдущей лишь конструктивным оформ-

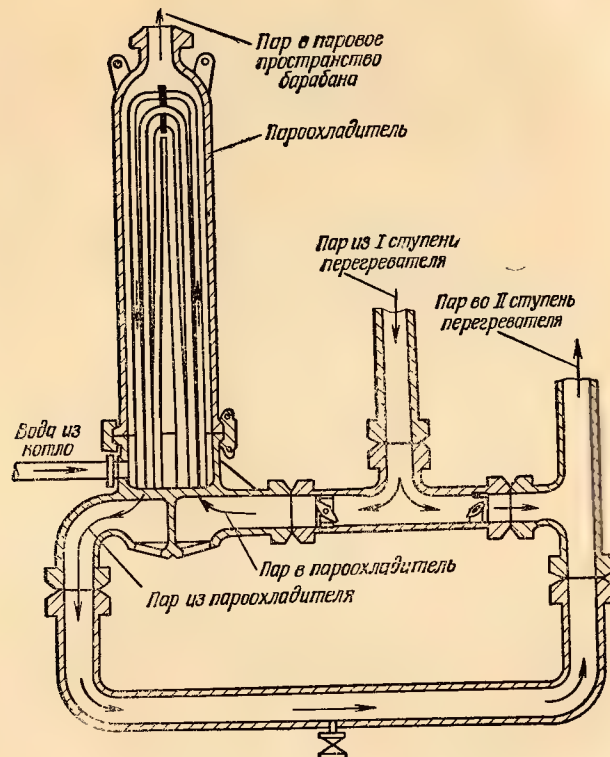


Рис. 65. Пароохладитель типа Мелеско

лением нижней части пароохладителя и выполнением перепуска пара двумя клапанами. Во избежание расстройств фланцевых соединений и трубной доски, связанных с термическими напряжениями и деформациями, нижняя часть и трубная доска этого пароохладителя выполняются общим блоком из литой стали. Все фланцевые соединения по паровой стороне вынесены из нижней камеры, а соединение верхней и нижней части осуществляется в пределах водяного объема, выше уровня поступления котловой воды в пароохладитель. Устройство для пе-

репуска пара размещается на паропроводе. Таким образом, все места соединений находятся в зоне неизменных температур. Кроме того, особенностью является конструктивное выполнение соединения отдельных частей без фланцев.

В ФРГ применяется более простое конструктивное оформление аналогичных пароохладителей, в которых паровые трубы ввальцованы в трубные доски, зажатые между фланцевыми соединениями, имеющими металлические прокладки. Пароохладители указанной конструкции установлены на одной электростанции с котлами производительностью 105/130 т/час при давлении 80 ати и температуре 500°. Неполадки с фланцевыми соединениями имели место, но лишь в первый период их эксплуатации, пока не была освоена точная пригонка металлических прокладок [38]. Схема установки пароохладителей на этих котлах показана на рис. 66.

Так как в этих пароохладителях в качестве охлаждающего агента применяется котловая вода и за счет охлаждения пара происходит испарение некоторого количества воды, то во избе-

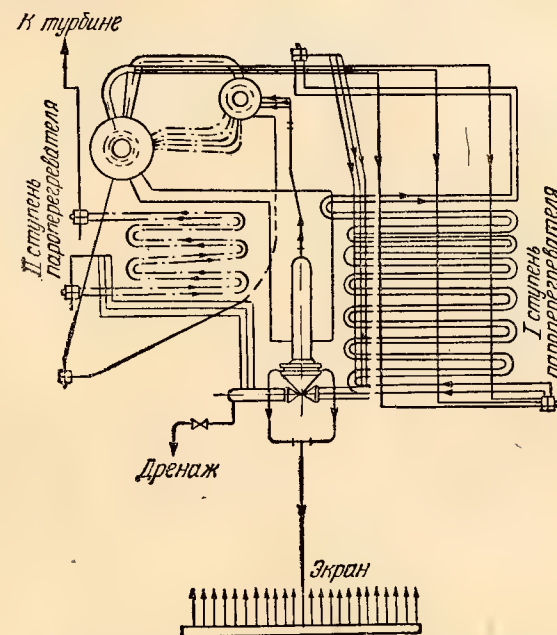


Рис. 66. Схема установки выносных пароохладителей для котлов 105/130 т/час, 80 ати, 500°

жание значительного увеличения солесодержания воды в пароохладителе осуществляется непрерывная продувка водяного объема пароохладителя в нижние коллекторы экранов.

На этой электростанции были случаи загрязнения пара из-за попадания в него котловой воды через трубки пароохладителя вследствие их коррозии у трубной доски. Коррозия была вызвана значительными отложениями шлама в водяной полости пароохладителя. Попадание шлама в питательные трубы, идущие к пароохладителю, было ликвидировано путем изменения точки отбора воды, для чего были сделаны зонды, забирающие воду из верхних слоев вблизи ее уровня в барабане.

При работе котлов с подобными пароохладителями упрощенной конструкции фирмы Штейнмюллер, установленных на двух электростанциях, вальцовочные соединения в трубной доске часто давали течь, вследствие чего места завальцовки труб пришлось обварить. На одной электростанции после обварки вальцовок течь практически прекратилась, а на другой появились трещины в сварочных швах и в мостиках, вследствие чего у некоторых пароохладителей пришлось сменить трубные доски.

Преимуществом описанного типа выносных пароохладителей с охлаждением пара котловой водой является возможность такого их конструктивного выполнения, которое обеспечит значительное снижение температуры перегретого пара; это особенно важно для пылеугольных котлов, где периодически сжигается доменный газ.

Подобными пароохладителями фирмы Бабкок и Вилькокс оборудованы на металлургических заводах 4 котла, в которых сжигается доменный и коксовый газ и угольная пыль в изменяющихся соотношениях. Эти пароохладители эксплуатируются более 10 лет и ими пользуются для снижения перегрева в весьма широких пределах (до 100°).

Имеющийся материал по эксплуатации пароохладителей рассматриваемого типа позволяет констатировать, что пароохладители фирмы Бабкок и Вилькокс являются вполне надежными, так как в их конструкции сведены к минимуму температурные напряжения в трубной доске.

Схема включения поверхностных пароохладителей с охлаждением пара котловой водой иногда выполняется таким образом, чтобы пароохладитель мог служить второй или третьей ступенью испарения котельного агрегата. Для этого котловая вода из пароохладителя с повышенным содержанием удаляется в систему непрерывной продувки котла. Кроме того, требуется соответствующая организация подвода воды в пароохладитель и отвода из него пара.

Указанный тип выносных пароохладителей удовлетворяет необходимым требованиям, но сложен в изготовлении и вызывает большой расход металла, особенно при конструктивном оформлении их фирмами Бабкок и Вилькокс и Мелеско. Вес пароохладителя (рис. 64) для котла производительностью 175 т/час , работающего при давлении 72 ат , установленного на одном металлургическом заводе, составляет $31,8 \text{ т}$, тогда как для котлов

высокого давления ТП-230-1 вес большого барабана равен $43,8 \text{ т}$ и малого $23,0 \text{ т}$. Таким образом, вес пароохладителя, предназначенного для снижения температуры пара порядка 100° , составляет примерно половину от веса обоих барабанов котла высокого давления.

Весьма существенным преимуществом всех пароохладителей, включенных в рассечку, но расположенных вне самого пароперегревателя — выносных, внутрибарабанных и впрыскивающих, является то, что в паропроводах, подводящих пар к пароохладителям и обратном, к пароперегревателю, происходит смешивание пара. Тем самым полностью ликвидируется неравномерность температуры пара на выходе из участка пароперегревателя, который расположен до регулятора, из-за плохого распределения температур по газовой стороне или несовершенства гидравлической схемы пароперегревателя. Это обстоятельство увеличивает надежность работы пароперегревателя.

Выносные пароохладители с охлаждением пара питательной водой

Колончатые пароохладители системы ЦККБ. Этот тип пароохладителя имел до 1940 г. широкое распространение в отечественном котлостроении. Подобные пароохладители установлены на всех секционных котлах ЛМЗ $160/200 \text{ т/час}$; двухбарабанных котлах ТКЗ $120/150 \text{ т/час}$; котлах КО-III-200 ЛМЗ и котлах НЗЛ (Невский завод им. Ленина), двухбарабанных $70/35$, $40/34 \text{ т/час}$ и др. [39]. Регулятор перегрева (рис. 67) обычно состоит из нескольких пароохладителей, расположенных на всех паропроводах от барабана или от сухопарника котла к камерам насыщенного пара пароперегревателя. Каждый пароохладитель состоит из цилиндрического корпуса, имеющего внутренний диаметр порядка 250 мм , с приваренными к нему по концам фланцами. Между фланцами зажимается нижняя трубная доска пароохладителя. Верхняя трубная доска имеет сальниковое соединение, обеспечивающее компенсацию тепловых удлинений труб. Пар течет по трубкам, а охлаждающая вода — между ними.

Включение пароохладителей по водяной стороне может быть осуществлено по двум схемам: с последовательным соединением пароохладителей и с параллельным соединением их.

Схема с последовательным соединением пароохладителей для секционных котлов ЛМЗ $160/200 \text{ т/час}$ приведена на рис. 68. Пароохладители разбиты на две группы по 4 штуки; обе группы расположены симметрично по обе стороны от середины котла. Схема с параллельным соединением пароохладителей показана на рис. 69.

Преимуществом этих регуляторов является простота конструкции и стандартность колонковых пароохладителей.

Недостатки таких регуляторов: а) неравномерное снижение перегрева по отдельным змеевикам пароперегревателя; б) значи-

тельная тепловая инерция, связанная с малыми скоростями воды в пароохладителях и с расположением пароохладителей на стороне насыщенного пара; в) наличие больших сальников, требующих тщательного монтажа и вызывающих затруднения при ремонтах.

По указанным причинам, главным образом, из-за неравномерности снижения температуры, этот тип пароохладителей в последующих конструкциях котлов не применяется.

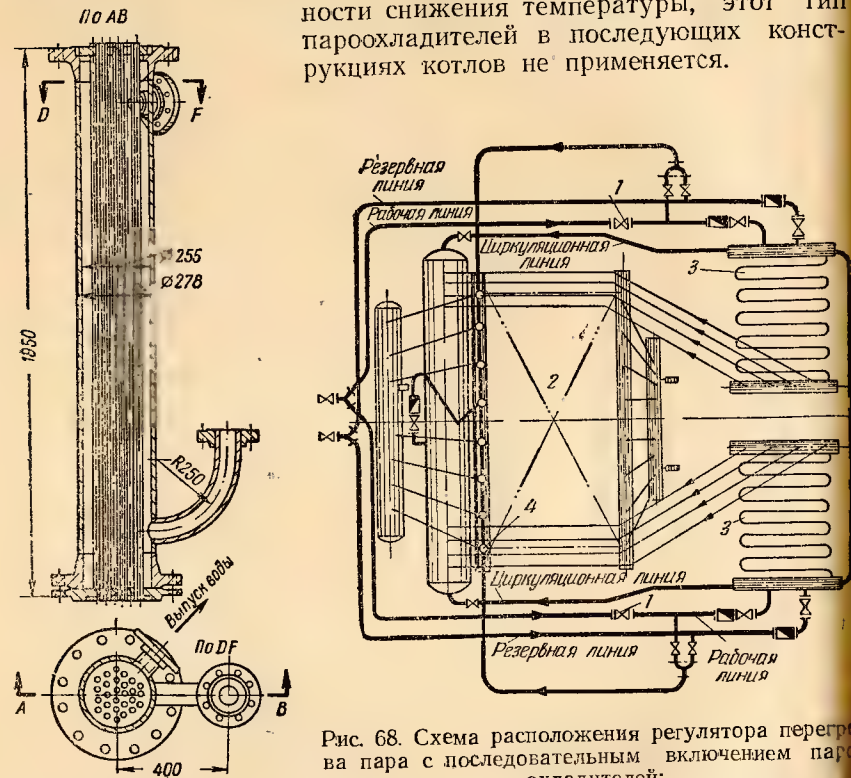


Рис. 67. Колончатый пароохладитель

Рис. 68. Схема расположения регулятора перегрева пара с последовательным включением пароохладителей:

1 — регулирующий клапан питания; 2 — перегреватель; 3 — водяной экономайзер; 4 — пароохладитель

Пароохладители, расположенные в промежуточной камере перегревателя (регулятор в расщелку). Этот тип пароохладителей впервые в СССР был установлен на котле ЛМЗ типа КО-IV-200, а затем и на котлах КО-VI-200, ТКЗ типа ТКП-7, ТКП-9, ТО-3 и на котлах Подольского завода типа ПК-4, ПК-5 и ПК-6; в последний период такие пароохладители применяются БКЗ для котлов 75-39, в которых учтены недостатки ранее выпущенных конструкций, о чем будет указано ниже.

Подобный регулятор (рис. 70) состоит из двух промежуточных коллекторов пароперегревателя диам. 326/256 мм, в каж-

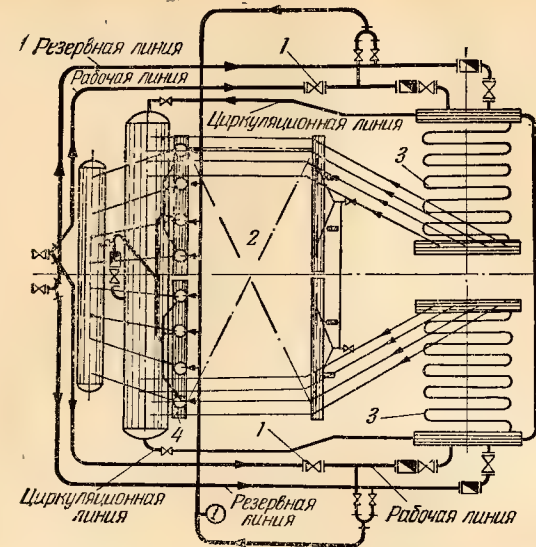


Рис. 69. Схема расположения регулятора перегрева с параллельным включением пароохладителей: 1 — регулирующий клапан питания; 2 — перегреватель; 3 — водяной экономайзер; 4 — пароохладитель

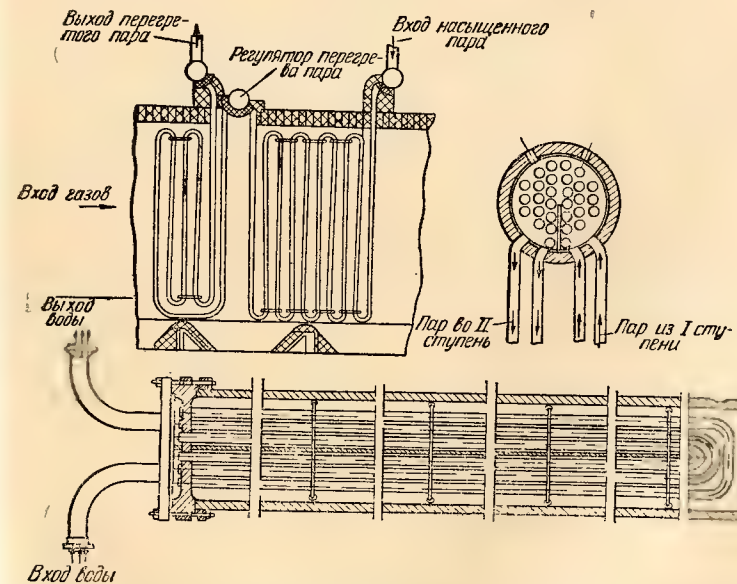


Рис. 70. Схема расположения пароохладителя в промежуточной камере пароперегревателя

дом из которых размещается по 15 однопетельных змеевиков, изготовленных из труб диам. 25/19 мм, завальцованных своими концами в трубную доску. Общая поверхность нагрева пароохладителя равна 23 м² (на весь котел). Трубная доска присоединяется к фланцу коллектора, а к ней в свою очередь присоединяется крышка, в которую вварены два штуцера для подвода и отвода воды. Между трубной доской и крышкой фланца имеется полость, разделенная перегородкой на две камеры для входа и выхода воды из регулятора перегрева.

Для лучшего омывания труб змеевиков паром внутри коллектора установлена продольная вертикальная перегородка, доходящая до середины коллектора.

Пар, пройдя по трубкам противоточной части пароперегревателя, попадает в коллектор регулятора перегрева; там он омывает трубы змеевиков пароохладителя, внутри которых проходит вода, поступающая из питательных линий. Далее пар с пониженной температурой направляется во вторую ступень пароперегревателя, где движется параллельно потоку газов.

Регулирование температуры перегрева производится изменением количества питательной воды, пропускаемой через пароохладители.

На котле КО-IV-200 отбор воды для пароохладителя осуществлен из питательной линии до регулирующих задвижек. По этой схеме можно подать любое количество воды в пределах общего расхода воды на питание котла.

Отвод воды из пароохладителей вначале производился в барабан котла, а затем был переключен на общий трубопровод к экономайзеру.

Как показал опыт эксплуатации, наиболее существенным недостатком этих пароохладителей оказалось расстройство вальцовочных соединений труб змеевиков пароперегревателя в камере пароохладителя, причем в первую очередь, и в большей степени этому расстройству подвергались змеевики пароперегревателя, расположенные вблизи головки пароохладителя. Кроме того, эти пароохладители дают некоторую неравномерность температуры перегрева по ширине котла, о чем подробнее будет сказано ниже.

На рис. 71 приведена конструкция пароохладителя, расположенного в промежуточной камере пароперегревателя, применяемая на некоторых котлах за границей. Поверхность нагрева изготовляется здесь из одного многопетельного змеевика, привариваемого к штуцерам, проходящим через крышку, без водяных камер в ней и без коллекторов внутри камеры. Соединение змеевиков пароперегревателя с камерой, а также труб, подводящих и отводящих воду или пар, выполнено на сварке при помощи ниппелей. В этих пароохладителях применена схема с частичным или полным испарением воды, позволяющая сократить ее расход за счет использования скрытой теплоты парообразования.

Преимущества данной схемы: простота конструкции ввода воды и всех сварных соединений, а также упрощение схемы по водяной стороне, при которой вода после пароохладителя отводится в ограниченном количестве непосредственно в барабан котла; в результате отпадает возможность оставления водяного экономайзера без воды или значительного уменьшения количества ее.

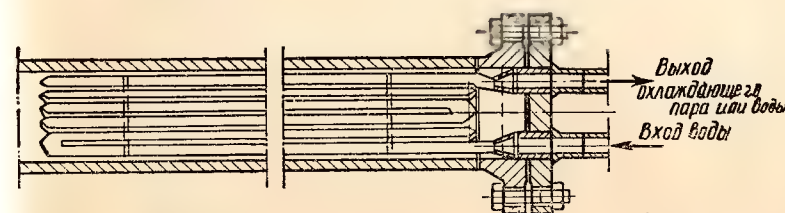
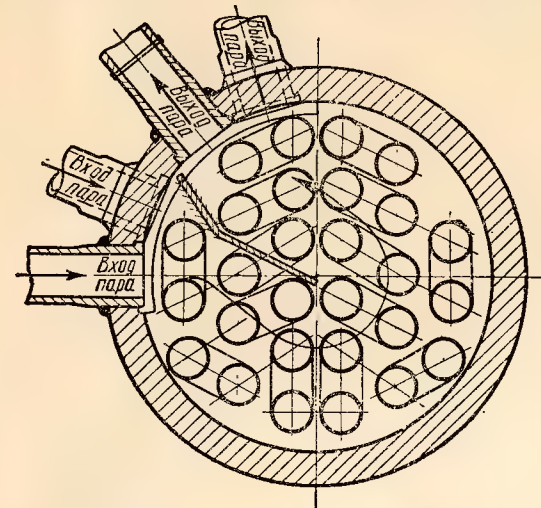


Рис. 71. Пароохладитель в рассечку с многопетельным змеевиком

Кроме того, изготовление поверхности нагрева из одного многопетельного змеевика должно обеспечивать равномерность снижения перегрева по ширине котла.

Недостатком этого пароохладителя является возможность загрязнения поверхности нагрева накипью и постепенное ухудшение его работы в случае наличия накипеобразователей в питательной воде.

Удлинение пути для пара внутри пароохладителя позволяет ожидать почти полного завершения процесса снижения перегрева в самой камере. В данной конструкции удачно размещены подводящие и отводящие пар змеевики пароперегревателя.

Пароохладители, расположенные в сухопарнике были впер-

применена на котлах НЗЛ-С-60-34 и Ф-60-34, затем на Подольском заводе для котлов типа ПК-8, а также Ювэнергочерметом в котлах типа ТКЗ на металлургических заводах.

Сухопарник этих котлов по длине равен ширине котла, и из него непосредственно выходят все змеевики пароперегревателя. Против этих змеевиков по всей длине сухопарника перегородками выделяется секция, в которой находятся змеевики пароохладителя. Снижение перегрева происходит за счет поверхностной

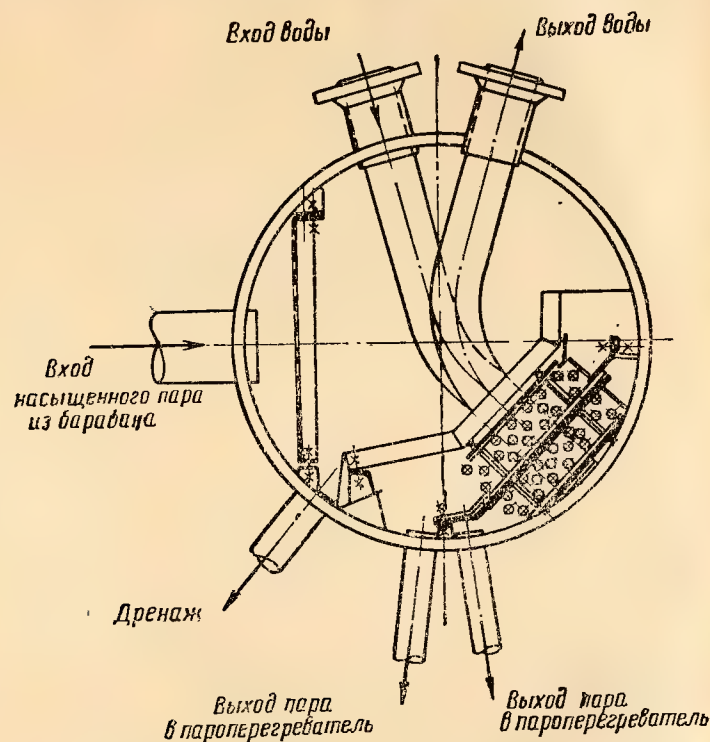


Рис. 72. Схема расположения пароохладителя в сухопарнике котла типа ПК-8

конденсации насыщенного пара, охлаждаемого питательной водой, проходящей через змеевики пароохладителя. Образовавшаяся влага поступает вместе с паром в змеевики пароперегревателя (рис. 72).

В таком пароохладителе доступны для осмотра как змеевики пароохладителя, так и места завальцовки труб перегревателя.

Пароохладители, расположенные в камере насыщенного пара пароперегревателей. Впервые этот тип пароохладителей был применен Невским заводом им. Ленина для котла с искусственной циркуляцией производительно-

стью 150 т/час, работающего при давлении 35 ати и температуре 425°, а затем Подольским заводом для котлов типов ПК-7 и ПК-8. По конструкции они мало отличаются от описанных выше пароохладителей, находящихся в промежуточной камере пароперегревателей.

Значительным преимуществом данного типа пароохладителей является меньшая разность температур между паром и охлаждае-

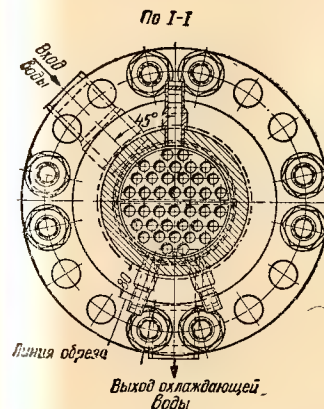
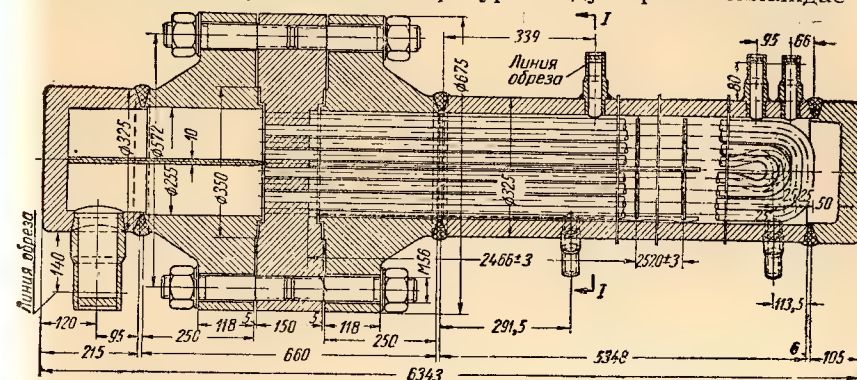


Рис. 73. Пароохладитель котла высокого давления типа ТП-230-2

мой водой по сравнению с пароохладителями, расположенными в рассечку, что должно обеспечить отсутствие неполадок в местах соединений (в вальцовочных гнездах, во фланцевых соединениях и др.), связанных с термическими напряжениями.

В последнее время этот тип пароохладителей получил весьма широкое распространение в отечественном котлостроении для барабанных котлов повышенного и высокого давления средней и большой мощности.

На рис. 73 показана конструкция пароохладителя для котлов высокого давления ТП-230-2 с поверхностью нагрева 16 м². Аналогичная конструкция пароохладителей применялась для котлов

высокого давления ТКЗ типа ТП-170 и для котлов Подольского завода типа ПК-10.

Имевшиеся опасения неравномерного распределения по трубам влаги, образующейся в результате охлаждения пара, что могло привести к неравномерному снижению температуры пара по ширине пароперегревателя, не оправдались. Как показали результаты испытаний котлов высокого давления типа ТП-230-1, распределение температур пара по змеевикам пароперегревателя при равномерной работе топки указывает достаточно равномерным, за исключением нескольких крайних змеевиков, в которых получают пониженные температуры пара вследствие более низких температур газов, проходящих вдоль боковых экранов топки, и неизбежных присосов через боковые стенки. Подробнее о равномерности распределения температур пара сказано ниже.

Основными конструктивными недостатками ранее выпускавшихся пароохладителей рассмотренного типа, расположенных в камерах пароперегревателя (насыщенного пара или промежуточной), были следующие.

1. Различные неполадки в головке пароохладителя. Детали этой головки находятся под действием трех разных температур теплоносителей, а именно: во входной камере для котлов давлением 110 атм нормально поступает вода с температурой 215°; фактически же часто, особенно в первый период эксплуатации, из-за разных неполадок в регенеративных подогревателях вода имеет температуру 100 или 150°. В камере выхода охлаждающей воды температура равна 200—300°. С паровой стороны стенка омывается насыщенным паром с температурой 315°. Указанная разница в температурах вызывает термические напряжения и деформацию трубной доски и фланца, вследствие чего иногда наблюдались расстройки фланцевых уплотнений, а также нарушение плотности вальцовки петлеобразных труб в стенке трубной доски.

Кроме того, очень трудно обеспечить плотность в месте стыка ножа перегородки между камерами с трубной доской, что часто приводит к перетеканию воды из входной камеры в выходную и к понижению эффективности снижения перегрева пароохладителем. Учитывая указанные недостатки, Подольским котельным заводом [40] запроектирована новая конструкция головки пароохладителя (рис. 74). В этой конструкции охлаждающая вода поступает в коллектор 1, из которого выходят петлеобразные трубы охлаждающей поверхности пароохладителя. Второй конец этих труб присоединен к коллектору 2, откуда подогретая вода направляется в трубопровод к экономайзеру.

Крепление петлеобразных труб при вводе и выводе в корпус пароохладителя осуществлено путем приварки их к терморубашкам, которые в свою очередь приварены к трубной головке. Возможность деформации вследствие действия разных температур трубок охлаждающей воды и массивных стенок головки паросох-

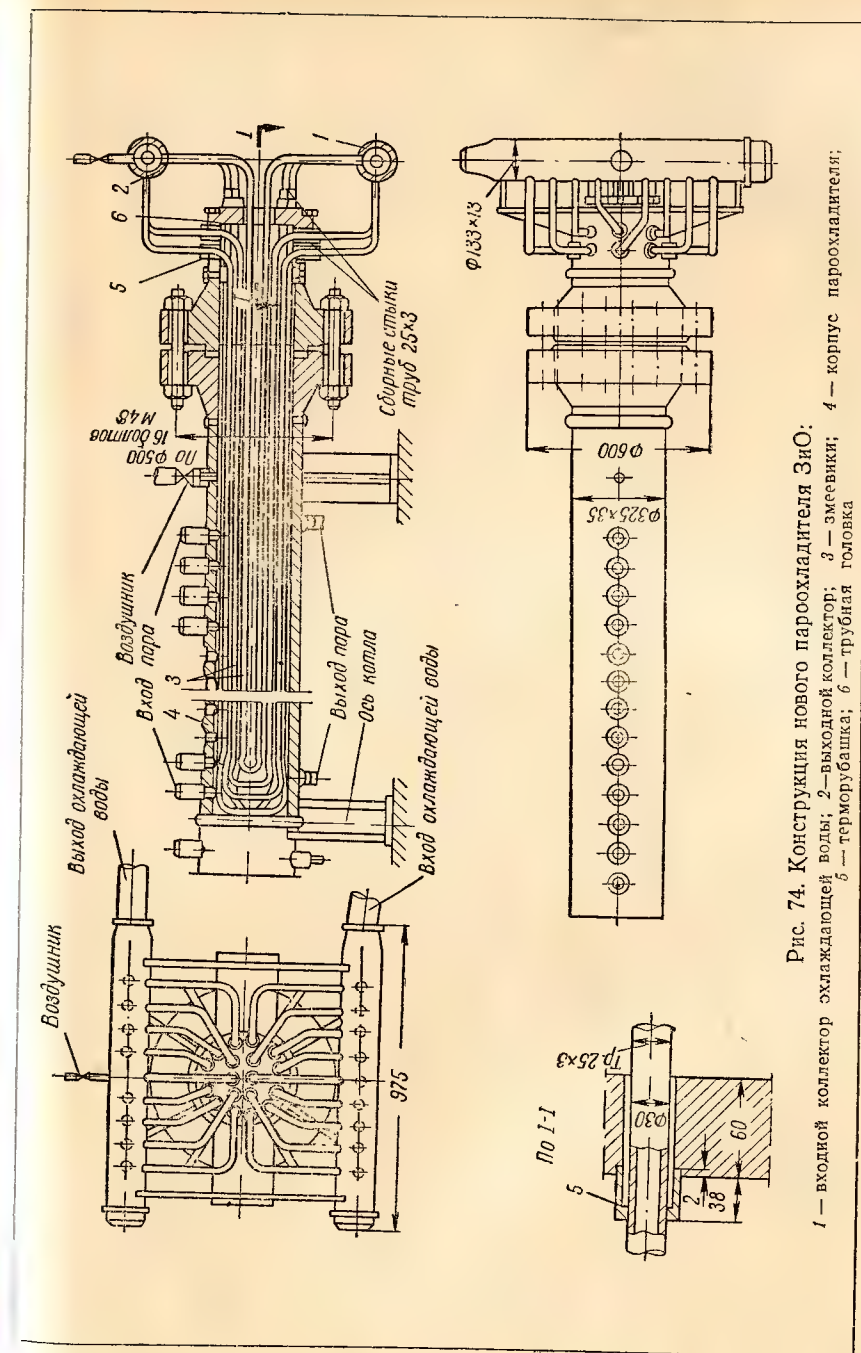


Рис. 74. Конструкция нового пароохладителя ЗиО:
1 — входной коллектор охлаждающей воды; 2 — выходной коллектор; 3 — змеевики; 4 — корпус пароохладителя;
5 — терморубашка; 6 — трубная головка

ладителя, омываемых паром, предотвращается сравнительно упругими стенками терморубашек, чем и обеспечивается надежность креплений при вводе и выводе труб из корпуса.

Опыт эксплуатации котлов с этой конструкцией парохладителей подтвердил их большую надежность, и в последние годы ее начали применять на котлостроительных заводах.

Следует заметить, что получение пониженной температуры пара в крайних змеевиках пароперегревателя сохраняется и в этой конструкции.

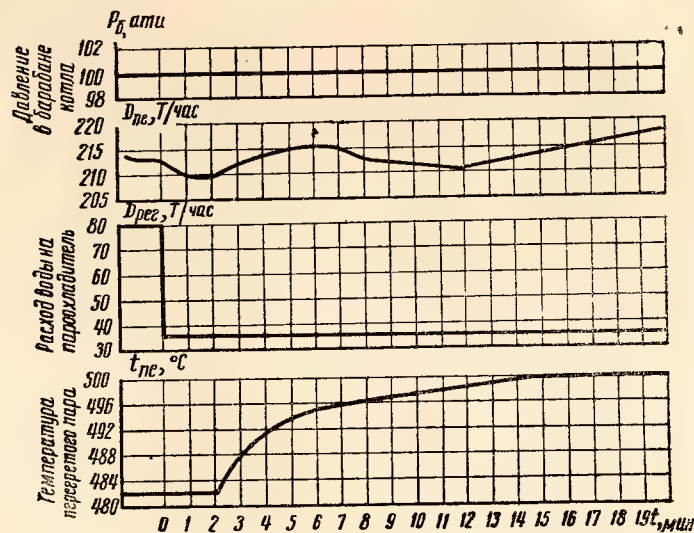


Рис. 75. Динамические характеристики пароперегревателя совместно с парохладителем при изменении расхода охлаждающей воды

2. Трудность проверки плотности и ремонта дефектных змеевиков, требующей выемки трубной системы парохладителя, что является весьма сложной операцией.

В конструкциях парохладителей типа ЛМЗ последних выпусков, а также прежних выпусков Подольского завода пучок труб имеет роликовые опоры, несколько облегчающие выемку трубной системы.

Весьма существенным недостатком этих и всех других типов парохладителей, расположенных на стороне насыщенного пара, является инерционность пароперегревателя вместе с парохладителем, вследствие чего имеет место значительный разрыв во времени между изменением подачи воды и началом изменения температуры перегретого пара.

Динамические характеристики пароперегревателя, т. е. изменение по времени температуры перегретого пара при включении

парохладителя, зависят от места расположения его, так как эти характеристики определяются главным образом поверхностью нагрева и весом металла участка пароперегревателя, расположенного после парохладителя. При расположении парохладителя на стороне насыщенного пара вся тепловая емкость змеевиков пароперегревателя оказывается включенной в регулируемый объект, вследствие чего динамические свойства последнего характеризуются большей величиной запаздывания начала изменения температуры перегретого пара по отношению к изменению расхода охлаждающей воды.

На рис. 76 приведены кривые динамических характеристик пароперегревателя совместно с парохладителем при изменении

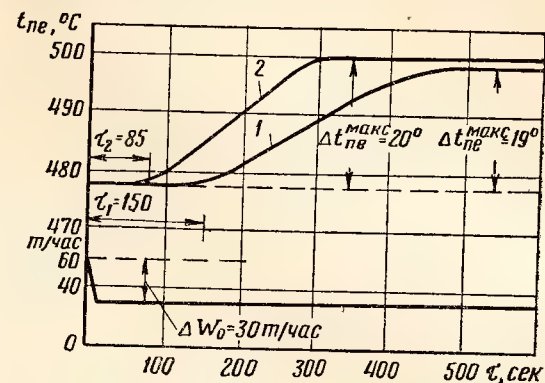


Рис. 76. Характеристика разгона пароперегревателя;

1 — парохладитель на стороне насыщенного пара; 2 — то же, в рассечке пароперегревателя

подачи охлаждающей воды, полученные МОЦКИ при испытании автоматического регулятора температуры перегретого пара котла ТП-230-1 с шахтными мельницами на подмосковном угле. Как видно из рисунка, лишь через 2 мин. после уменьшения расхода охлаждающей воды начала повышаться температура перегретого пара, а до достижения установившейся температуры прошло еще 10—12 мин.

Для улучшения условий автоматического регулирования температуры перегретого пара парохладитель должен находиться возможно ближе к концу (по ходу пара) пароперегревателя, так как в этом случае остающаяся часть пароперегревателя имеет пониженную тепловую емкость металла змеевиков, вследствие чего так называемая величина запаздывания резко уменьшается.

На рис. 76 показана динамическая характеристика горизонтального пароперегревателя котла высокого давления паропроизводительностью 150 т/час с параметрами пара — 86 атм и 500°, работающего на антраците марки АШ, при установке парохла-

дителя на стороне насыщенного пара и в рассечку [41]. При одном и том же снижении расхода воды на пароохладитель — с 60 до 30 т/час — время запаздывания τ для перегревателя при включении пароохладителя в рассечку примерно в 2 раза меньше, чем при расположении пароохладителя на стороне насыщенного пара. Увеличение перегрева в обоих случаях получалось примерно одинаковым — соответственно 19 и 20°.

На рис. 77 приведена динамическая характеристика этого пароперегревателя с пароохладителем, установленным в рассечку при изменении перегрева на 27—22° и при впрыске конденсата

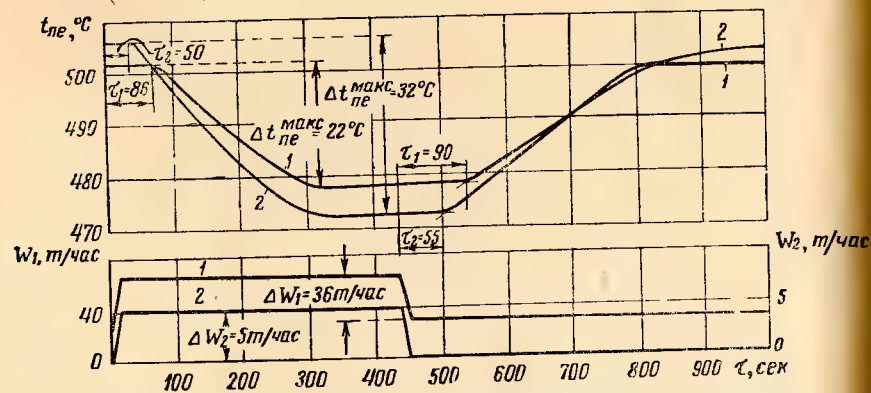


Рис. 77. Характеристика разгона пароперегревателя с поверхностным и впрыскивающим пароохладителями:

1 — поверхностный пароохладитель в рассечку пароперегревателя; 2 — то же, впрыскивающий

также в рассечку с изменением перегрева на 32°. Как видно из этих кривых, время запаздывания для поверхностного пароохладителя несколько больше, чем для впрыскивающего, но эта разница, с учетом величины снижения, не велика.

Изложенное подтверждает, что на тепловую инерцию пароперегревателя с пароохладителем влияет не столько тип пароохладителя, сколько место его установки по паровому тракту пароперегревателя.

Учитывая неудачный опыт МОЦКТИ по выполнению автоматического регулирования температуры перегретого пара для пароохладителей, установленных в камерах насыщенного пара, по причинам, указанным выше, котлостроительные заводы в новых конструкциях котлов переходят на другие методы регулирования перегрева для острого пара в мощных котлах, используя главным образом впрыскивающие пароохладители.

Следует, однако, отметить, что в США фирма Фостер-Уиллер применяет поверхностные пароохладители, установленные в камере насыщенного пара с автоматикой, даже для котлов производительностью 600 т/час и больше. Также удовлетворительно ра-

ботает автоматическое регулирование перегрева на котлах ТП-150 с пароохладителями на стороне насыщенного пара при наличии хороших автоматических регуляторов питания и процесса горения [42]. Это указывает на то, что, независимо от ухудшения динамических характеристик пароперегревателя, при установке пароохладителей на стороне насыщенного пара многое зависит и от применяемой системы автоматического регулирования.

В некоторых случаях вследствие недостаточной величины снижения перегрева поверхностными пароохладителями, а также

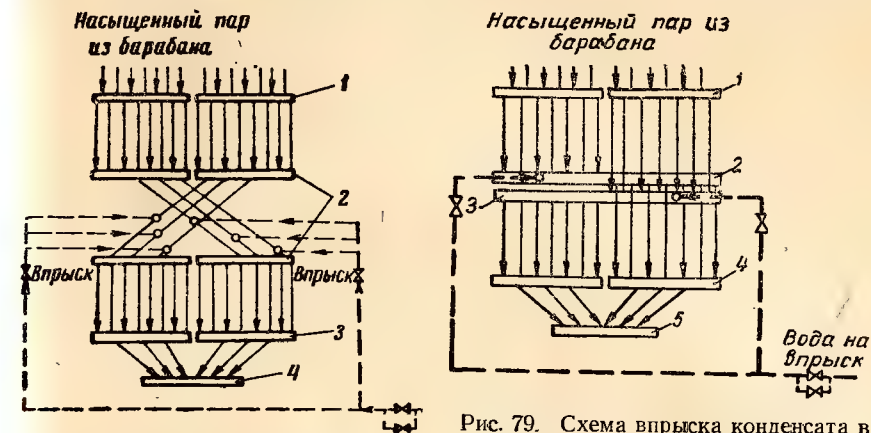


Рис. 78. Схема впрыска конденсата в пароперегреватель типа ТП-170:

1 — поверхностный пароохладитель; 2 — промежуточные коллекторы; 3 — коллекторы перегретого пара; 4 — паросборная камера

Рис. 79. Схема впрыска конденсата в промежуточные перемещающие коллекторы пароперегревателя котла ТП-150:

1 — поверхностный пароохладитель; 2 — верхний промежуточный коллектор; 3 — нижний промежуточный коллектор; 4 — коллектор перегретого пара; 5 — паросборная камера

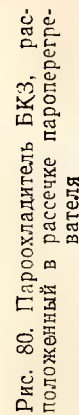
и неблагоприятных динамических характеристик пароперегревателя при расположении пароохладителя на стороне насыщенного пара при переходе на автоматическое регулирование перегрева устанавливаются впрыскивающие пароохладители в существующих конструкциях котлов ТП-170, ТП-230, ПК-10 и др., сохраняя также и поверхностные пароохладители. На рис. 78 показана схема с впрыском конденсата в перекидных паропроводах пароперегревателя котлов ТП-170 для перемешивания пара, а на рис. 79 — впрыск конденсата в промежуточных коллекторах пароперегревателя, выполненного по новой схеме для этих же котлов [43].

Новые конструкции пароохладителей в рассечку. Как показано выше, пароохладители, расположенные в рассечку, имеют значительно меньшую величину отставания изменения температуры перегретого пара при изменении подачи охлаждающей воды.

Учитывая имеющиеся недостатки прежних конструкций пароохладителей в рассечку (расстройство вальцовочных соединений и неполадки в головке пароохладителей), в новых конструкциях змеевики приварены к камерам, имеется защитная рубашка, предусмотрен удлиненный путь пара и исключена возможность попадания капель переохлажденного конденсата на змеевики, что гарантирует от расстройств присоединения трубок к камерам. Ввод охлаждающей воды также более совершенный. Однако в этих пароохладителях не устранен недостаток, связанный с возникновением гидравлических ударов при включении пароохладителей или при резком увеличении расхода воды (после небольшого расхода ее), когда на выходе из трубок вода закипает.

Гидравлические удары могут быть полностью исключены при таком ограничении минимального расхода воды на пароохладитель, чтобы не происходило закипания. По расчетам, а также по данным испытаний на котле КО-IV-200, это соответствует примерно расходу воды порядка 7—10% от паропроизводительности. Очевидно, что это должно быть учтено при расчете размеров пароохладителя.

При эксплуатации некоторых котлов с отводом воды в барабан наблюдались большие неполадки в первый период работы этих пароохладителей, когда вследствие завышенной поверхности нагрева пароперегревателя пароохладители имели большую тепловую нагрузку. При значительном гидравлическом сопротивлении пароохладителя и малом расходе воды — порядка 3—8% от паропроизводительности — на выходе из пароохладителя образовывалась либо паро-водяная смесь, либо перегретый пар, температура которого достигала 380°. При этих условиях температура пара на выходе из змеевиков часто подвергалась резким колебаниям, что приводило к расстройству фланцевых соединений, а также к разрушению металла труб змеевиков паро-



охладителя — у дистанционных планок — вследствие вибрации змеевиков, а в других участках — из-за паро-водяной коррозии.

После проведения ряда мероприятий по уменьшению поверхности нагрева пароперегревателя и снижению гидравлического сопротивления пароохладителя число неполадок значительно сократилось. На некоторых котлах ТКП-3 такие пароохладители при аналогичных температурных условиях работают более 10 лет без повреждений. В последнее время этот тип пароохладителей в камерах перегретого пара больше не применяется.

Поверхностные ребристые пароохладители. На рис. 81 и 82 показаны поверхностные ребристые пароохладители конструкции Оргэнергостроя и ТКЗ [30]. На рис. 81 приведена конструкция пароохладителя с кольцевыми ребрами. Охлаждающая вода поступает по центральной трубе и выходит через кольцевое пространство между этой и другой трубой, к которой привариваются зубчатые кольца. Пар проходит снаружи и охлаждается ребристой поверхностью. Для котлов высокого давления производительностью 170 и 230 т/час устанавливают два таких пароохладителя.

Ребристая поверхность охлаждения этого пароохладителя составляет примерно 5 м². Для лучшего перемешивания охлажденного пара в конце пароохладителя имеется сопло.

Аналогичный пароохладитель с продольными ребрами показан на рис. 82. Ребристая поверхность охлаждения для этого пароохладителя составляет примерно 9 м².

Схемы включения поверхностных пароохладителей по водяной стороне

Для обеспечения заданного снижения температуры перегретого пара обычно необходимо пропускать через пароохладители около 30—40% от общего расхода воды на питание котла, а в некоторых случаях до 50—60% и более; для этого в месте отвления воды должен быть обеспечен достаточный напор.

Много паровых котлов первоначально было затроектировано с подачей воды к пароохладителям из питательной линии до экономайзера и со сбросом ее после пароохладителей в барабан котла. Подобная схема приведена на рис. 83, а рабочие схемы применительно к котлам среднего давления производительностью 160/200 т/час — на рис. 68 и 69.

Однако опыт эксплуатации и результаты испытаний этих регуляторов перегрева как на секционных котлах производительностью 160/200 т/час, так и на других котлах показали, что при такой схеме включения их по водяной стороне соотношение сопротивлений всего водяного тракта пароохладителей и водяного экономайзера не позволяет обеспечить через пароохладители пропуск воды в количестве, необходимом для расчетного снижения перегрева.

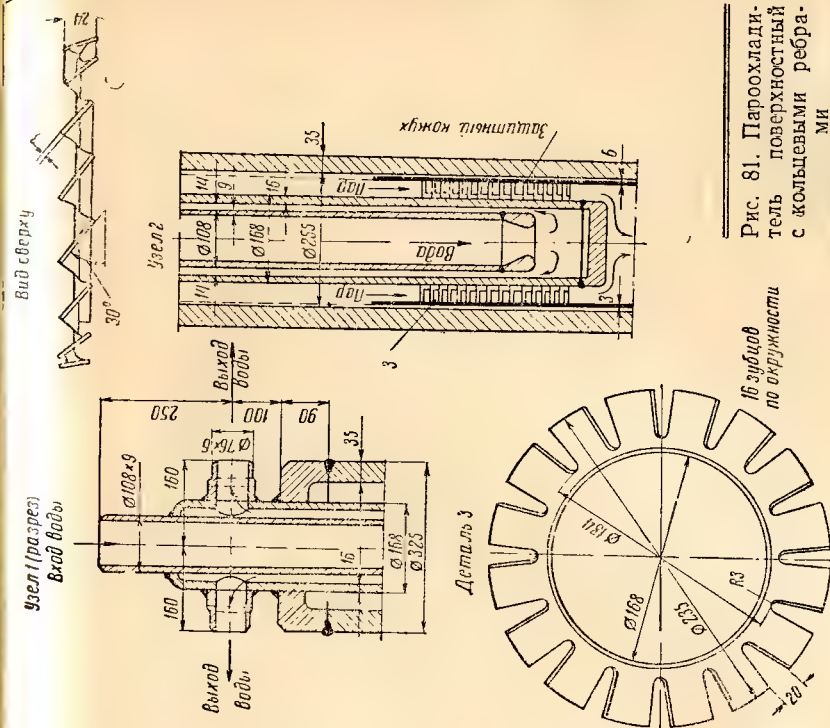
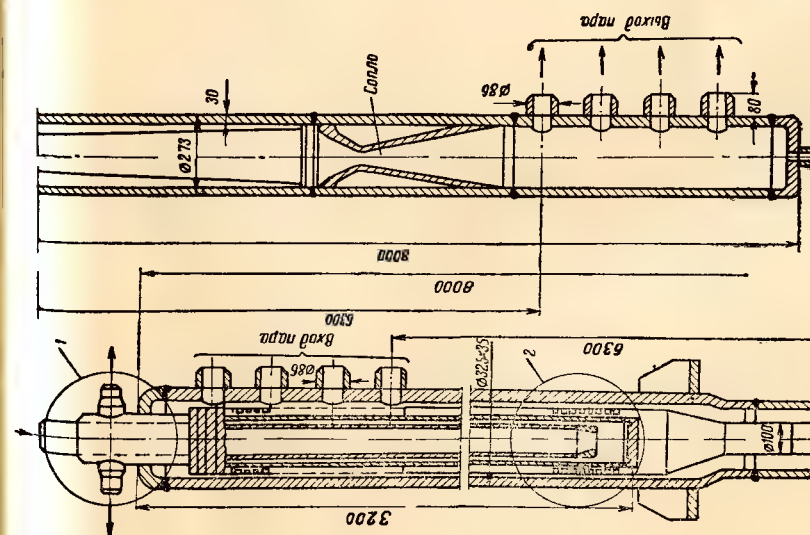


Рис. 81. Пароохладитель поверхностный с кольцевыми ребрами



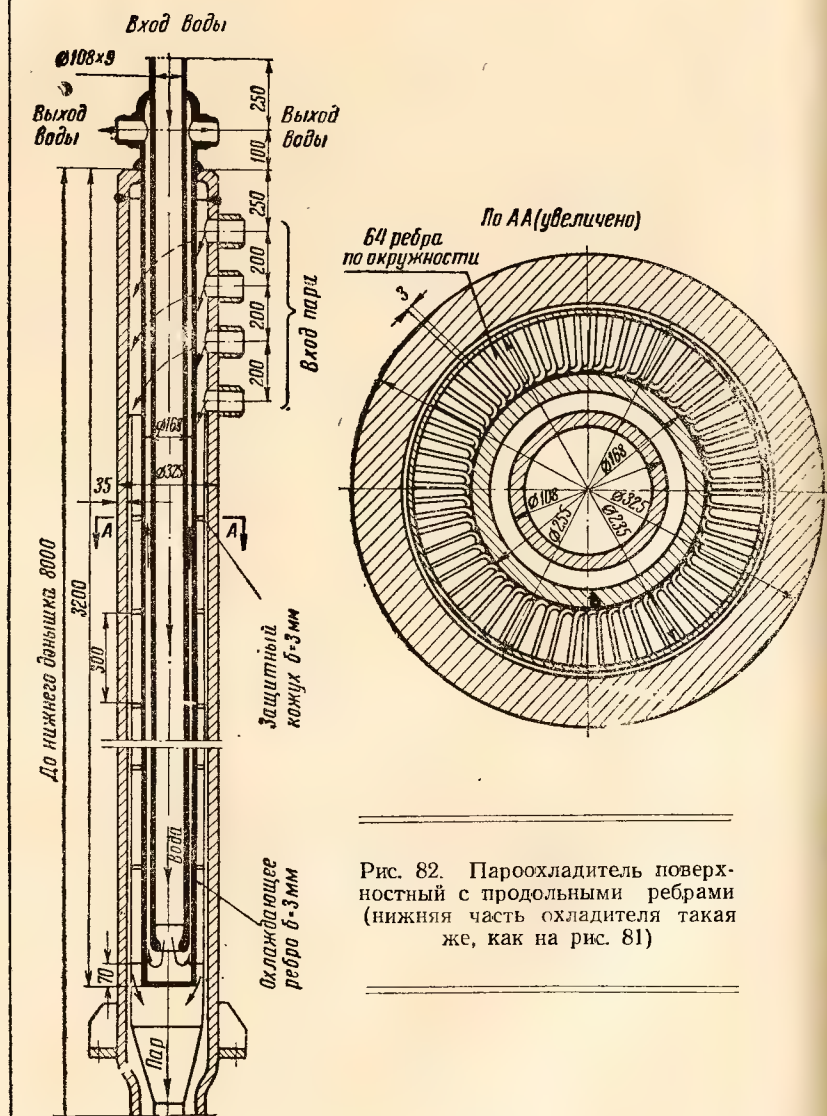


Рис. 82. Пароохладитель поверхностный с продольными ребрами (нижняя часть охладителя такая же, как на рис. 81)

Создание достаточного напора в месте ответвления воды к регуляторам перегрева может быть обеспечено включением дросселя на линии, идущей к водяному экономайзеру параллельно регулятору перегрева. Таким дросселем могут быть: дроссельная шайба, питательная задвижка или вентиль, клапан автоматического регулятора питания, специально установленный дроссельный клапан, распределительный клапан специальной конструкции.

Использование для дросселирования существующих запорных органов на трубопроводе к экономайзеру или регулирующих питание задвижек путем их перекрытия недопустимо из-за износа уплотнительных колец, а также опасности полного перекрытия трубопровода и оставления экономайзера без воды.

В соответствии с перечисленными методами дросселирования возможны шесть принципиальных схем включения пароохладителей по водяной стороне (приведенные на рис. 84) для случая подачи воды из пароохладителей в водяной экономайзер. Эти схемы могут быть применены также и для отвода воды из пароохладителя непосредственно в барабан котла или в промежуточную камеру водяного экономайзера [44].

Анализ схем включения пароохладителей следует проводить исходя из следующих основных требований, которым они, по возможности, должны удовлетворять:

- располагаемый перепад давления должен быть достаточным для пропуска через регулятор перегрева расчетного количества питательной воды;
- сопротивление питательной магистрали должно быть наименьшим;
- регулирование расхода воды через регулятор перегрева должно производиться одним вентилем;
- большая часть питательной воды должна проходить через экономайзер во избежание чрезмерного испарения в нем;
- отключение питания в аварийных случаях должно производиться одним клапаном (или задвижкой) при питании по одной магистрали;
- вся питательная вода должна проходить через автоматический регулятор питания.

Схема № 1 (рис. 84) отличается от схемы, показанной на рис. 83, наличием дроссельной шайбы на линии к водяному экономайзеру и возвратом воды из регулятора перегрева в экономайзер.

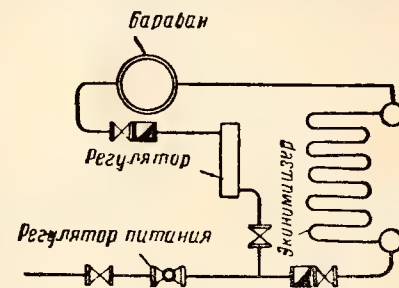
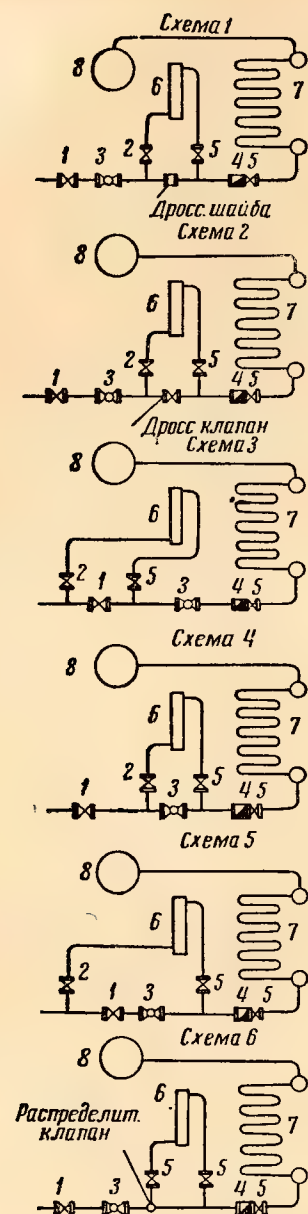


Рис. 83. Принципиальная схема включения пароохладителей со сбросом воды в барабан котла



а) Значительная потеря напора в шайбе при расходе воды, соответствующем максимальной нагрузке; б) расход воды на парохладитель зависит от общего расхода питательной воды

а) Увеличенное давление в питательной магистрали; б) расход воды на парохладитель зависит от общего расхода питательной воды; в) для уменьшения сопротивления в питательной линии перегрев регулируется двумя вентилями

а) Аварийное прекращение питания производится двумя вентилями; б) при автоматическом регулировании питания клапаном автомата необходимо дополнительно дросселирование задвижкой № 1 для создания перепада давления на парохладителе и, следовательно, увеличения начального давления в питательной магистрали

а) При ручном регулировании питания требуется прикрыть регулятор питания, что увеличивает давление в питательной линии; б) пропуск части воды мимо клапана автомата при автоматическом регулировании

а) Пропуск части воды мимо клапана автомата; б) аварийное прекращение питания производится двумя вентилями; в) изменение общего расхода воды на котел вызывает изменение расхода воды на парохладитель и необходимость его подрегулирования

Необходим нестандартный клапан

Рис. 84. Принципиальные схемы включения парохладителей и их основные недостатки:

1—питательный регулирующий вентиль; 2—регулирующий вентиль к парохладителю; 3—клапан автоматического регулятора питания; 4—обратный клапан; 5—запорный вентиль; 6—парохладитель; 7—экономайзер; 8—барабан котла

Осуществление схемы № 1 без возврата воды в экономайзер, т. е. подачи ее непосредственно в барабан, на базе существующей на многих котлах схемы (см. рис. 83), сводится лишь к установке дроссельных шайб на линии перед экономайзером.

Недостатком этой схемы является только дополнительная потеря напора в шайбе, которая при нормальной работе котла не так уже велика. Лишь в аварийных случаях (пуск воды), при необходимости подавать воду в максимальном количестве, эта потеря напора становится ощутимой и может лимитировать подачу воды питательными насосами.

Кроме того, при этой схеме работа регулятора перегрева зависит от количества подаваемой в котел воды. В случае повышения по каким-либо причинам уровня воды в котле и значительного уменьшения подачи в него воды соответственно уменьшается подача воды и в регулятор перегрева, что приводит к снижению его эффективности. Если при этом клапан на линии к регулятору был полностью открыт, то обслуживающий персонал не может воздействовать на регулятор, и перегрев повысится. Обычные колебания расхода воды при работе автоматического регулятора питания и нормальном режиме котла могут вызвать сравнительно небольшие изменения температуры перегретого пара, порядка $\pm 5^\circ$.

Схема № 2 отличается от схемы № 1 тем, что вместо дроссельной шайбы устанавливается дроссельный клапан. Это позволяет изменять дросселирование в необходимых пределах во время работы котла. Схема № 2 имеет те же недостатки, что и схема № 1, за исключением того, что в аварийных случаях дроссельный клапан может быть полностью открыт и не будет лимитирована подача максимального количества воды.

При этой схеме регулирование температуры перегретого пара целесообразно производить клапаном 2 (см. рис. 84, схема № 2) и к нему присоединить систему автоматического регулирования. Дроссельный клапан открывается настолько, чтобы обеспечить пропуск расчетного количества воды, и лишь в случаях необходимости степень открытия клапана изменяется вручную.

Эта схема получила широкое распространение в отечественном котлостроении. Осуществленная рабочая схема (№ 2) включения парохладителей в сеть питательных трубопроводов при автоматическом регулировании температуры перегретого пара для котла ТП-230-1 с шахтными мельницами, работающими на подмосковном угле, показана на рис. 85.

Следует заметить, что основные недостатки схемы № 2 — увеличенное сопротивление питательной линии и зависимость расхода воды на парохладитель от общего расхода питательной воды — затрудняли работу в пусковой, наладочный период некоторых котлов высокого давления, в связи с чем подвод воды к парохладителю в ряде случаев был изменен по схеме № 5. Указанные затруднения в работе котлов сводились к следующему:

а) имели место значительные систематические колебания температуры перегретого пара из-за периодических колебаний расхода воды через парохладители, связанных с периодичностью

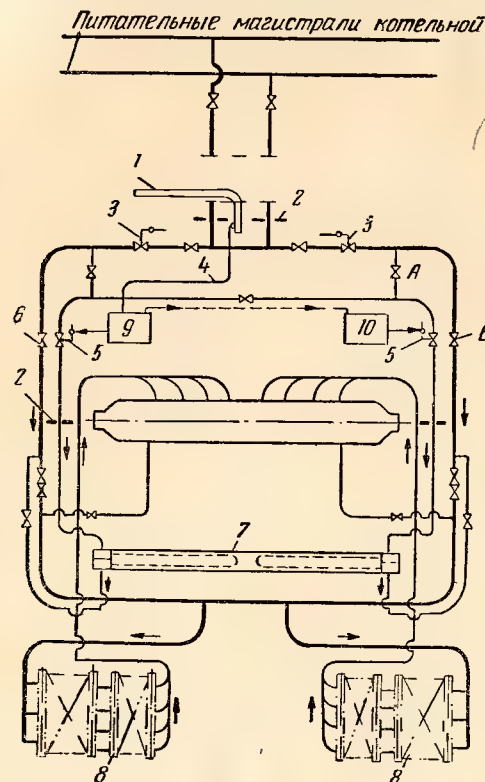


Рис. 85. Схема питательных трубопроводов и включения парохладителей котла ТП-230-1 с автоматическим регулятором температуры перегретого пара:

1 — главный паропровод; 2 — измерительная шайба; 3 — клапан регулятора питания диам. 75 мм; 4 — импульсная трубка от ртутной ампулы; 5 — клапан регулятора перегрева диам. 100 мм; 6 — установочный дроссельный вентиль диам. 175 мм; 7 — парохладитель; 8 — водяной экономайзер; 9 — регулятор температуры; 10 — следящая система

ры этот метод регулирования расхода воды значительно усложняет схему и является нецелесообразным.

Для того чтобы изменение питания котла не влияло на перегрев, на питательной линии вместо дроссельного вентиля устанавливается дифференциальный регулятор, обеспечивающий постоянный расход воды на парохладитель (рис. 86). Эта схема

питания котла при ручном регулировании;

б) при понижении давления в общей питательной магистрали требовалось полное открытие дроссельных вентилей во избежание недостаточного поступления воды в котел, в то время как, судя по температуре перегретого пара, требовалось дросселирование трубопровода для пропуска значительных количеств воды через парохладители, вплоть до пропуска всей питательной воды.

На некоторых электростанциях регулирование расхода воды через парохладитель производится дроссельным клапаном, а клапан 2 (см. рис. 84) поддерживается полностью открытым. Преимуществом такого регулирования расхода воды через парохладитель является возможность несколько меньшего дросселирования клапаном и поддержания более низкого давления в питательной магистрали, но зато для полного выключения необходимо прибегнуть к клапану 2. При автоматическом регулировании температу-

обладает тем недостатком, что при увеличении пропуска воды через парохладитель резко сокращается количество воды, подаваемой для питания котла.

Схема № 3 (см. рис. 84) в случае ручного регулирования питания котла полностью удовлетворяет всем поставленным требованиям, за исключением возможности прекращения питания в аварийных случаях одним вентилем. Однако при автоматическом регулировании питания котла задвижка должна быть прикрыта для создания перепада давления, необходимого для требуемого расхода воды через парохладитель. В этом случае нужно увеличить давление в питательной магистрали. Кроме того, такое дросселирование приводит к быстрому износу задвижек.

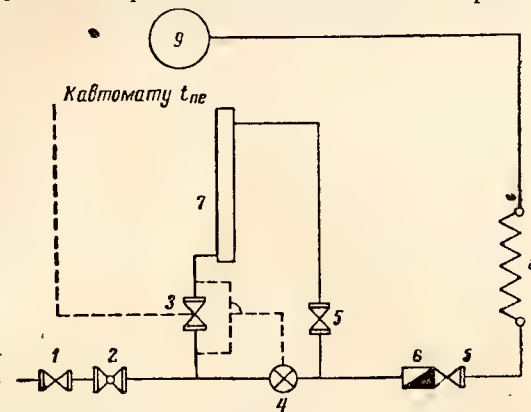


Рис. 86. Схема включения парохладителей, исключающая изменение температуры пара при переменном расходе питательной воды: 1 — питательный регулирующий вентиль; 2 — клапан автоматического регулятора питания; 3 — регулирующий вентиль к парохладителю, соединенный с автоматом регулирования перегрева; 4 — дифференциатор; 5 — запорный вентиль; 6 — обратный клапан; 7 — парохладитель; 8 — водяной экономайзер; 9 — барабан

При работе по схеме № 4 (см. рис. 84) требование пропуска всей питательной воды через автоматический регулятор питания не выдерживается. Кроме того, при ручном питании автоматический клапан должен быть прикрыт, иначе исчезает необходимый для регулятора перегрева перепад давления, и схема № 4 перестает действовать. Прикрытие автомата питания требует увеличения начального давления в питательной линии и вызывает износ клапана.

Схема № 5 (см. рис. 84) объединяет две предыдущие схемы и применяется как при ручном питании котла, так и при регулировании питания автоматом. Подобная схема, но с отводом воды после регулятора непосредственно в барабан была осуществлена и опробована на котле КО-IV и ряде других котлов среднего и высокого давления. Возможность подачи любого количества воды независимо от расхода питательной воды особенно важна во время наладки пароперегревателя для всех котлов. Большое значение это имеет также для котлов, работающих на торфе и других многовлажных топливах, при больших колебаниях влажности, и для котлов, работающих на доменном газе и твердом топливе. Недостаток схемы — пропуск части воды помимо автомата питания.

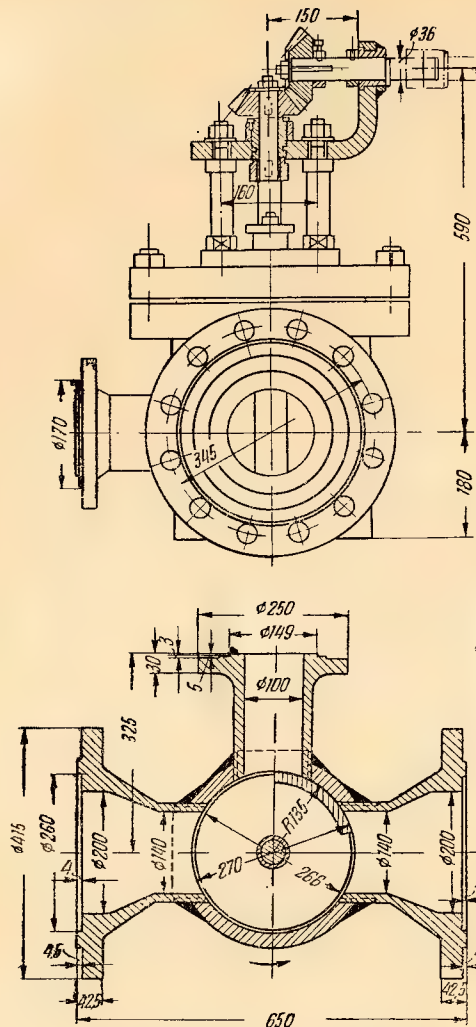


Рис. 87. Регулирующий клапан
диам. 200 × 200 × 100 мм
конструкции ЛМЗ

питанием котла водой независимо от того, производится ли оно вручную или автоматически.

Простота конструкции подобного клапана (схема № 6) позволяет изготовить его в механических мастерских электростанций [45].

Схема № 6 (см. рис. 84) предусматривает отвлечение воды на регулятор перегрева от питательной линии через распределительный клапан специальной конструкции. Устройство этого клапана показано на рис. 87. Такие клапаны для пара имеются на многих (ранее установленных трехбарабанных) котлах на линиях внутрикотловых пароохладителей. Для воды подобный клапан был изготовлен в 1941 г. ЛМЗ, но не был опробован. Для возможности гибкого регулирования такой клапан должен иметь крутую характеристику.

Наличие распределительного клапана позволяет осуществить любой расход воды через регулятор перегрева при незначительном повышении сопротивления питательной линии.

При необходимости (аварии и т. п.) золотник может быть поставлен в положение полного открытия на линию экономайзера, и в этом случае сопротивлением распределительного клапана можно пренебречь.

Регулирование перегрева не вносит изменений в порядок управления

Проведенный анализ показывает, что схема № 6 является наиболее рациональной по сравнению с остальными.

Для уже действующих котлов, работающих по одной из схем, показанной на рис. 84, при условии достаточности регулирования перегрева в пределах 25—30° следует считать целесообразной установку дроссельных шайб на питательной линии до входа в экономайзер, рассчитанных на пропуск соответствующего количества воды через пароохладитель. При необходимости увеличения диапазона регулирования схема должна быть переделана.

Приведенные на рис. 84 схемы могут быть осуществлены также с отводом воды после регулятора в барабан или в промежуточный коллектор экономайзера.

Следует отметить, что наиболее надежными являются схемы с возвратом воды в линию экономайзера. При отводе большого количества воды из регулятора в барабан котла возникает опасность оставления экономайзера без воды или с таким небольшим количеством ее, которое не обеспечит надежную работу экономайзера. Такие явления в эксплуатации имели место и приводили к полному расстройству всех вальцовочных соединений в верхней камере водяного экономайзера.

Одновременно следует учитывать, что поверхность нагрева водяного экономайзера в случае отвода воды после регулятора в барабан котла несколько уменьшается по сравнению с ее величиной при отводе воды в питательную линию до водяного экономайзера при сохранении его тепловосприятия постоянным; однако это уменьшение для обычных водяных экономайзеров колеблется в пределах 0—5% и существенного значения обычно не имеет.

Для экономайзеров, выполненных из двух частей (в рассечку), как это принято во всех последних конструкциях котлов с высоким подогревом воздуха, уменьшение поверхности экономайзера доходит до 15% общей поверхности нагрева водяного экономайзера. Сокращается главным образом нижняя часть экономайзера в связи с увеличением температурного напора от газа к воде.

В этих случаях отвод воды в промежуточную камеру значительно улучшает тепловосприятие водяного экономайзера по сравнению с отводом воды в питательную линию до экономайзера, приближаясь по экономичности к схемам с отводом воды в барабан котла. Уменьшение тепловосприятия экономайзера составляет обычно не более 3—4%. При сохранении поверхности нагрева водяного экономайзера постоянной отвод воды в его промежуточную камеру приводит к снижению температуры отходящих газов и к увеличению экономичности работы котла по сравнению с отводом воды в питательную линию до экономайзера. Например, у котла типа ПК-10 отвод воды после пароохладителя в промежуточную камеру снижает расчетную температуру уходящих газов со 160 до 154°.

Надо сказать, что применение в качестве охлаждающего агента в парохладителях котловой воды во всех случаях вызывает уменьшение необходимой поверхности нагрева водяного экономайзера: примерно на 5% по сравнению со случаем отвода питательной воды в барабан и до 10% по сравнению с отводом ее в питательную линию.

При установке верхней части воздухоподогревателя в рассечку водяных экономайзеров это уменьшение достигает 5—6% по сравнению со случаем отвода питательной воды из регулятора в барабан и ~20% по сравнению с отводом ее в питательную линию до экономайзера.

Указанное обстоятельство должно быть учтено при сравнении различных типов парохладителей по их весу и стоимости.

В заключение следует отметить, что для обычных водяных экономайзеров (без установки воздухоподогревателя в рассечку) воду из парохладителя наиболее целесообразно отводить в питательную линию до экономайзера; хотя это и сопровождается некоторым увеличением поверхности нагрева водяного экономайзера, однако окупается повышением надежности его работы, особенно в период наладки работы котла.

При отводе воды в барабан парохладители следует рассчитывать на пропуск через них не более 25% от общего количества питательной воды. Для этой цели устанавливают соответствующие ограничители расхода.

В котлах с водяными экономайзерами, расположенными в рассечку, воду после парохладителя надо отводить в промежуточную линию, соединяющую нижние и верхние части экономайзера.

Во всех случаях на линии к парохладителю должен быть установлен водомер с двумя указателями: на щите кочегара и у водосмотра.

При ответвлении воды к парохладителям до питательной задвижки (схемы № 3 и 5, рис. 84) регулирование перегрева во избежание перепитки котла должно производиться водосмотром. Во всех остальных случаях, когда указатель расхода воды, поступающей в парохладители, находится около водосмотра, регулирование перегрева может производиться кочегаром.

ГЛАВА III

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРООХЛАДИТЕЛЕЙ И КОНДЕНСАТОРОВ ДЛЯ ВПРЫСКА СОБСТВЕННОГО КОНДЕНСАТА¹

1. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ПАРООХЛАДИТЕЛИ

Количество тепла, которое требуется передать через поверхность парохладителя, определяют исходя из величины необходимого снижения конечной температуры перегретого пара.

Если парохладитель располагается на стороне перегретого пара, его следует рассчитывать на количество тепла, соответствующее требуемому снижению температуры перегретого пара. Если же он находится на стороне насыщенного пара или между двумя частями перегревателя (в рассечку) и расчет пароперегревателя проведен без учета увлажнения пара или промежуточного снижения температуры перегрева, получаемых в результате работы парохладителя, то необходимо учитывать, что отдача тепла в парохладителе будет частично компенсироваться увеличением тепловосприятости пароперегревателя, главным образом за счет повышения температурного напора. Степень этой компенсации зависит в основном от соотношения теплоемкости пара и газов и температурной зоны, в которой расположен пароперегреватель.

Как было выявлено при испытаниях, результаты которых приведены ниже, количество тепла, фактически передаваемое воде в парохладителе, в среднем примерно в 1,2—1,3 раза больше величины, определяемой расчетом по снижению конечной энтальпии пара.

Количество тепла $Q_{\text{рег}}$, передаваемое в парохладителях, связано с поверхностью их охлаждения $H_{\text{рег}}$ известным уравнением:

$$Q_{\text{рег}} = H_{\text{рег}} k \Delta t_{\text{ср}} \text{ ккал/час.} \quad (1)$$

Поверхность нагрева парохладителей $H_{\text{рег}}$ подсчитывается обычно по среднему диаметру труб.

Способ подсчета коэффициента теплопередачи k и температурного напора $\Delta t_{\text{ср}}$ (см. формулу 3) зависит от типа парохла-

¹ Основные формулы по коэффициентам теплоотдачи и номограммы по ним составлены в соответствии с принятыми в новых нормах теплового расчета ВТИ и ЦКТИ [46].

дителя, способа его включения по паровой стороне и выбора охлаждающего агента — котловая (кипящая) или питательная вода.

Расчет величины коэффициента теплопередачи необходимо в большинстве случаев вести с учетом влияния коэффициентов теплоотдачи как со стороны пара, так и со стороны воды, а также термического сопротивления стенки, т. е. определяя k , как и для плоской стенки, по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2 \lambda_{ст}}{(\alpha_1 + \alpha_2) \lambda_{ст} + \alpha_1 \alpha_2 \delta_{ст}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (2)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от пара к стенке, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$;

α_2 — то же, от стенки к охлаждающей воде;

$\delta_{ст}$ — толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности стенки, $\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$; для углеродистой стали — $40 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$.

Следует различать два случая теплообмена между перегретым паром и стенкой, охлаждаемой водой:

а) температура стенок с паровой стороны выше или равна температуре насыщения пара при соответствующем давлении;

б) температура стенок ниже температуры насыщения.

В первом случае тепло от перегретого пара к стенке передается конвекцией и теплопроводностью, поскольку имеет место разность температур между ядром потока и пограничным слоем у стенок. Коэффициент теплоотдачи α_1 здесь меньше, чем при конденсирующемся паре.

Во втором случае, когда температура стенки ниже температуры насыщения, процесс теплообмена происходит с конденсацией пара, что сопровождается образованием пленки конденсата на поверхности стенки. Снижение перегрева при этом происходит главным образом за счет последующего испарения пленки, уносимой потоком перегретого пара.

Температурный напор здесь подсчитывается независимо от наличия перегрева пара по температуре насыщения и конечным температурам охлаждающей воды по обычной логарифмической формуле:

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_2 - t_1}{t_n - t_1}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3)$$

где t_n — температура насыщения, соответствующая давлению пара в пароохладителе;

t_1 и t_2 — температура воды на входе в регулятор и на выходе из него.

Коэффициент теплоотдачи по паровой стороне подсчитывается как для конденсирующегося пара, а по водяной стороне — как для некипящей воды.

Существовавший ранее взгляд, что конденсация части перегретого пара невозможна до тех пор, пока он не отдаст всю теплоту перегрева, к настоящему времени опровергнут многими экспериментальными работами. При исследовании нами горизонтальных пароохладителей (см. рис. 70) на котле типа КО-IV-200 также было зафиксировано наличие конденсата, имеющего температуру ниже температуры насыщения.

Появление переохлажденного конденсата в среде перегретого пара может быть объяснено тем, что передача тепла между перегретым паром и стенкой трубы, по которой течет охлаждающая вода, происходит конвекцией и теплопроводностью через пленку конденсата. Эта пленка по своей толщине имеет различную температуру, изменяющуюся в пределах от температуры насыщения до температуры стенки трубы. Средняя температура пленки оказывается при этом ниже температуры насыщения. Переохлажденный конденсат иногда срывается потоком пара и попадает на стенки трубок пароперегревателя при выходе пара из камеры регулятора. Измеренные температуры стенки труб пароперегревателя поэтому оказались во многих случаях ниже t_n и, видимо, соответствуют температуре выпавшего из потока конденсата.

При охлаждении пара котловой водой давление последней всегда больше, чем пара в пароохладителе, вследствие чего температура стенки трубы оказывается выше температуры насыщения, соответствующей давлению перегретого пара, и последний поэтому не конденсируется. По такому принципу теплообмена построены все внутрибарабанные и выносные пароохладители типа ЛМЗ для четырехбарабанных котлов, для котлов Бабкок и Вилькокс, Мелеско и др., в которых пар протекает внутри труб, охлаждаемых снаружи кипящей водой.

В пароохладителях, приведенных на рис. 70 и 71, при охлаждении пара небольшим количеством воды, когда температура ее на выходе из пароохладителя равна или достаточно близка к температуре насыщения, на первой части охлаждающих змеевиков, где происходит еще подогрев воды, теплообмен протекает при пленочной или капельной конденсации, а на остальной части — уже без образования пленки.

При охлаждении перегретого пара кипящей или некипящей водой коэффициент теплоотдачи α_1 от пара к стенке пароохладителя определяется по формуле

$$\alpha_1 = 0,023 \frac{\lambda_{ст}}{d_3} \left(\frac{w_n d_{3сн}}{\mu_{ст}} \right)^{0,4} Pr^{0,4} c_l \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (4)$$

где w_n — скорость движения пара, м/сек;

d_3 — диаметр трубки, м;

$\lambda_{\text{п}}$ — коэффициент теплопроводности пара, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$;

$\rho_{\text{п}}$ — плотность пара, $\text{кг}/\text{сек}^2 \cdot \text{м}^4$;

$\nu_{\text{п}}$ — вязкость пара, $\text{кг}/\text{сек} \cdot \text{м}^2$;

Pr — критерий Прандтля, $Pr = 3600 \left(\frac{9,81 \cdot \rho_{\text{п}} c_{\text{п}}}{\lambda_{\text{п}}} \right)$,

где $c_{\text{п}}$ — теплоемкость пара при постоянном давлении, $\text{ккал}/\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}$;

c_l — поправка на относительную длину, которая может быть принята по графику рис. 88.

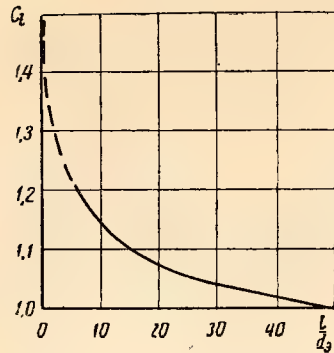


Рис. 88. Кривая зависимости коэффициента c_l от $\frac{l}{d_3}$

$$\alpha_2 = \frac{1}{\frac{1}{6,5\rho^{0,2}q^{0,7}} + 0,5 \cdot 10^{-4}} \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (5)$$

Для труб из высоколегированных нержавеющей сталей α_2 определяется по формуле

$$\alpha_2 = 2,5\rho^{0,2}q^{0,7} \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (6)$$

где ρ — давление воды в пароохладителе, ата ;

q — тепловая нагрузка поверхности пароохладителя ($\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$), которая предварительно принимается, а после определения коэффициента теплопередачи пароохладителя k определяется по формуле

$$q = k(t_{\text{п}} - t_{\text{н}}), \quad (7)$$

где $t_{\text{п}}$ — средняя температура пара в пароохладителе.

При расхождении принятой и вычисленной величин α_2 и k , меньше 25%, расчет можно оставить без изменений, при большем расхождении величины α и k следует произвести пересчет, задаваясь величиной q , определенной по формуле из данных первого расчета.

Для углеродистых труб α_2 можно определить по номограмме II (см. приложение), построенной по формуле (5).

Температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$ определяется как разность средней температуры перегретого пара $t_{\text{пе}}$ и температуры насыщения $t_{\text{н}}$, отвечающей давлению воды в котле или в пароохладителе.

При охлаждении пара питательной водой и температуре ее на выходе из теплообменника меньше $t_{\text{н}}$ коэффициент теплоотдачи от пара к стенке пароохладителя рассчитывается на основании данных по теплообмену конденсирующего пара.

Для случая пучка горизонтальных трубок, омываемых вертикальным потоком пара, коэффициент теплоотдачи от пара к стенке определяется по формуле

$$\alpha_1 = 0,5 \beta \sqrt[4]{\frac{\gamma_{\text{ж}}^2 \lambda_{\text{ж}}^2 r \cdot 3600}{\mu_{\text{ж}} \delta t d}} = \beta \alpha_0 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (8)$$

где α_0 — коэффициент теплоотдачи от неподвижного пара к стенке горизонтальных трубок, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$;

β — скоростной коэффициент, учитывающий влияние движения пара, определяемый по вспомогательному полю номограммы III (см. приложение) в зависимости от комплекса $w_{\text{п}}^2 \alpha_0$ и давления пара в камере пароохладителя p , ата ; при омывании трубок пароохладителя частично восходящим и частично нисходящим потоками пара

$$\beta = \frac{\beta_{\text{верх}} + \beta_{\text{низ}}}{2};$$

$\lambda_{\text{ж}}$ — $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$; $\mu_{\text{ж}}$ — $\text{кг}/\text{сек} \cdot \text{м}^2$;

$\gamma_{\text{ж}}$ — $\text{кг}/\text{м}^3$ соответствующие коэффициенты теплопроводности ($\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$), вязкости ($\text{кг}/\text{сек} \cdot \text{м}^2$) и удельный вес воды ($\text{кг}/\text{м}^3$) на линии насыщения при давлении пара в пароохладителе;

r — теплота испарения при давлении пара в пароохладителе, $\text{ккал}/\text{кг}$;

d — наружный диаметр трубок, м ;

δt — перепад температур пар — стенка, $^\circ\text{C}$;

$w_{\text{п}}$ — скорость пара в камере пароохладителя, определяется по состоянию пара на входе, $\text{м}/\text{сек}$.

Живое сечение для прохода пара определяется для каждого горизонтального ряда отдельно и усредняется пропорционально поверхностям нагрева ряда по формуле

$$F_{\text{ср}} = \frac{l \Sigma H}{\frac{H_1}{a_1 + a_2} + \frac{H_2 + H_3}{b_1 + b_2 + b_3} + \dots + \frac{H_n}{c_1 + c_2}} \text{ м}^2, \quad (9)$$

где

l — длина трубы, м ;

ΣH — суммарная поверхность нагрева пароохладителя, м^2 ;

a_1 и a_2 — расстояние между трубами первого ряда и стенкой, м;

b_1, b_2, b_3 — расстояние между трубами второго ряда и стенкой, м;

c_1 и c_2 — расстояние между трубами последнего ряда и стенкой, м;

$H_1, H_2 \dots H_n$ — поверхности нагрева соответствующих рядов труб.

Схема сечения пароохладителя для усреднения живого сечения показана на рис. 89.

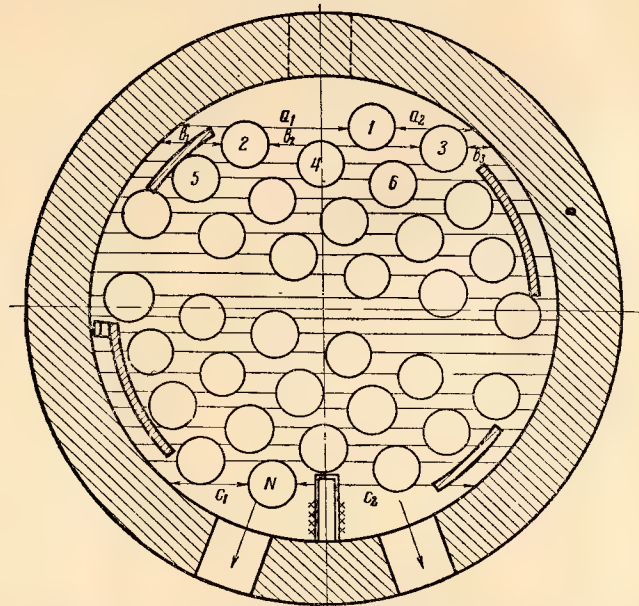


Рис. 89. Схема сечения пароохладителя для усреднения живого сечения для прохода пара

Для петлеобразных змеевиков, в которых длины труб примерно равны, можно поверхность нагрева H_1, H_2, H_N и ΣH в этой формуле заменить числом труб в каждом ряду и во всем пароохладителе; тогда

$$F_{\text{ср}} = \frac{l \Sigma n}{\frac{n_1}{a_1 + a_2} + \frac{n_2}{b_1 + b_2 + b_3} + \dots + \frac{n_N}{c_1 + c_2}} \text{ м}^2, \quad (9a)$$

где $n_1, n_2 \dots, n_N$ — число труб в рядах;

Σn — количество труб пароохладителя.

По формуле (8) построена номограмма III.

Для пользования номограммой III следует предварительно принять величину δt , которую затем, после определения коэффициента теплопередачи, проверить по формуле

$$\delta t = \frac{k \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (10)$$

Если расхождение между величиной δt , определенной по формуле (10) и предварительно принятой, не превышает $\pm 25\%$, пересчет величины α_1 и k не требуется; при большем расхождении α_1 и k вычисляются вновь по величине δt , определенной по формуле (10) по данным первого расчета.

Для случая вертикальных трубок, омываемых продольным током пара, коэффициент теплоотдачи от пара к стене определяется по формуле

$$\alpha_1 = \frac{2,5\lambda_{\text{ж}}}{\sqrt[3]{\frac{\mu_{\text{ж}} a_{\text{ж}}}{\gamma_{\text{ж}}}}} \left[1 + 0,003 w_{\text{п}} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{ж}}}} \times \sqrt[3]{\frac{\gamma_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}}} \right] \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (11)$$

где $a_{\text{ж}}$ — коэффициент температуропроводности конденсата, $\text{м}^2/\text{час}$.

Остальные обозначения — те же, что и в формуле (8); скорость пара w также определяется по состоянию на входе в пароохладитель.

По этой формуле построена номограмма IV (см. приложение).

Коэффициент теплоотдачи от стенки к некипящей воде определяется по формуле (4a) или по номограмме V.

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} \left(\frac{w_{\text{ж}} d_{\text{вн}} \rho_{\text{ж}}}{\mu_{\text{ж}}} \right)^{0,8} Pr^{0,4} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (4a)$$

Произведенное ЦКТИ сравнение значений опытных коэффициентов теплопередачи для различных пароохладителей (рис. 90) с расчетными по приведенной методике [47] показало следующее: для пароохладителя котла КО-IV-200 (см. рис. 70) коэффициент использования $\xi = \frac{k_{\text{оп}}}{k_{\text{расч}}}$ практически не зависит от скорости воды и равен в среднем 0,85 (рис. 91); для пароохладителя котла С-60-34, расположенного в сухопарнике и омываемого горизонтальным потоком пара, коэффициент использования зависит от скорости воды, но в меньшей степени, чем для пароохладителей последних конструкций котлов, и в среднем примерно равен 1,2. На тех же рис. 90 и 91 нанесены точки для конденсатора ЗиО, использованного для получения конденсата во впрыскивающем устройстве котлов системы Азэнерго (см. рис. 49); здесь коэффициент использования также не зависит от скорости воды и в среднем равен 1,24.

Значительно менее четкая картина получилась при обработке опытных данных по многим пароохладителям, установленным в камере насыщенного пара. На рис. 92 и 93 приведены зависимости коэффициента теплопередачи и коэффициента использования от скорости воды. Во многих случаях ухудшение коэффициента теплопередачи было связано с неплотностью перегородки в головке пароохладителя и с загрязнением внутренних поверхностей трубок. Значительное повышение и наибольшие значения коэффициента теплопередачи были получены в пароохладителях

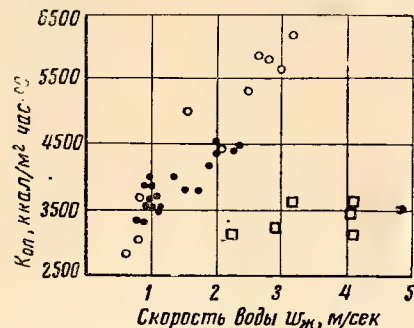


Рис. 90. Зависимость опытных значений коэффициента теплопередачи от скорости воды:

○ — пароохладитель котла С-60-34; ● — то же, котла КО-IV-200; □ — конденсатор ЗиО для котлов Азэнерго



Рис. 91. Зависимость коэффициента использования для пароохладителей котлов С-60-34, КО-IV-200 и для конденсатора ЗиО (обозначения те же, что и для рис. 90)

котлов ТП-230 ГРЭС № 15, для которых значения k укладываются на прямую $k = 1800 w_{ж}$. Однако указанными обстоятельствами трудно объяснить полученный значительный разброс точек для ξ . Вероятной причиной отклонений опытных коэффициентов от расчетных являются особенности гидродинамики в коллекторе пароохладителя.

Пароохладители современных котлов имеют пониженные скорости пара (1,1–1,5 м/сек при $p = 30–70$ ата и 0,3–0,8 при $p = 100$ ата) по сравнению с пароохладителями прежних типов: 2–4 м/сек в котле С-60-34 и 5–6 м/сек в котле КО-IV-200.

Для расчетов коэффициента теплопередачи горизонтальных поверхностных пароохладителей, расположенных в камерах насыщенного пара или в промежуточной, охлаждаемых питательной водой, в которых скорость пара не превышает 1,5 м/сек, при наружном диаметре змеевиков 14–30 мм, внутреннем диаметре камер ≤ 300 мм и скорости воды $\leq 2,0$ м/сек, — нормами теплового расчета [46] рекомендуется эмпирическая формула

$$k = 1700 w_{ж} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{С}. \quad (12)$$

Однако этой формулой не всегда удается воспользоваться, так как поверхность нагрева пароохладителей обычно выбирает-

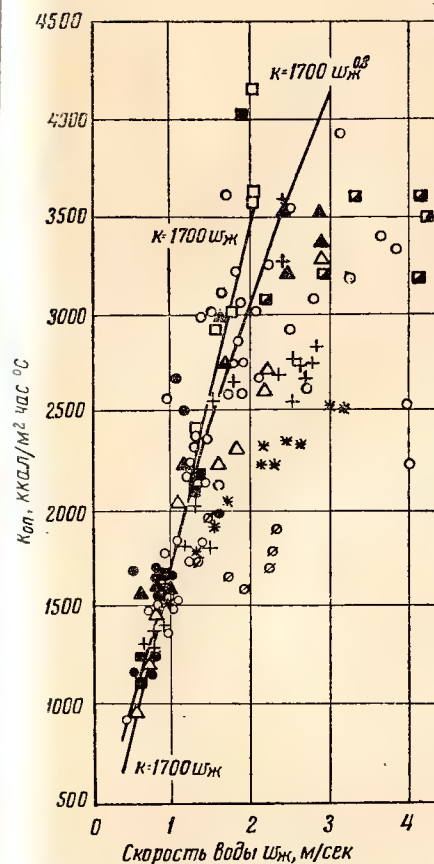


Рис. 92. Зависимость опытных коэффициентов теплопередачи от скорости воды для пароохладителей, расположенных в камерах насыщенного пара:

○ — VIII ЛГЭС, опыты 1950 г.; ● — то же, опыты 1951 г. □ — правый и левый пароохладители ГРЭС № 15; ▽, △ — южный и северный пароохладители ГРЭС № 10; * — Игумновская ТЭЦ; + — ТЭЦ ГТЗ; ◇ — Сызранская ТЭЦ; □ — конденсатор ЗиО для котлов Азэнерго

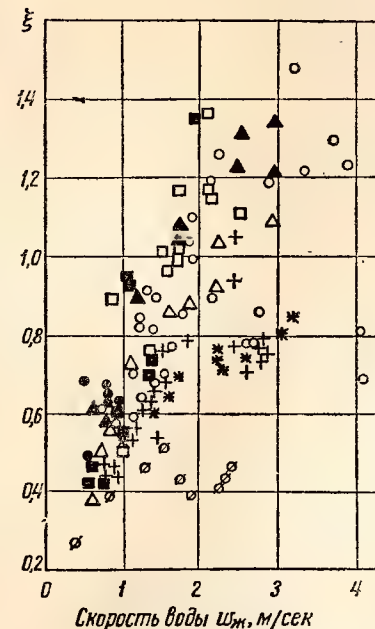


Рис. 93. Зависимость коэффициента использования от скорости воды для пароохладителей, расположенных в камере насыщенного пара (обозначения те же, что и для рис. 92)

ся из расчета пропуска 40—50% воды, что соответствует 2,8—3,4 м/сек для пароохладителей котлов ТП-230-2 и 3,3—4,1 м/сек для котлов ТП-170.

Анализ приведенных материалов позволяет рекомендовать для приближенных расчетов эмпирическую формулу

$$k = 1700\omega_{\text{ж}}^{0,8} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (13)$$

расширяя диапазон ее использования до $\omega_{\text{ж}} = 3$ м/сек. В тех же случаях, когда скорости превышают 3 м/сек, а также для построения характеристик работы пароохладителя следует принимать указанную выше методику расчета k с определением α_1 и α_2 по формулам (8) и (4а) или по соответствующим номограммам, что даст некоторый запас по коэффициенту теплопередачи (порядка 20—30%).

Для конденсаторов типа ЗиО, применяемых к впрыскивающим устройствам, в которых скорости пара весьма малы, можно не учитывать коэффициент β , принимая $\alpha_1 \approx \alpha_0$.

2. РАСЧЕТ КОЛОНЧАТЫХ ПАРООХЛАДИТЕЛЕЙ

Для практических расчетов колончатых пароохладителей типа ЛМЗ с трубками диам. 25/21 мм и длиной 1,9 м при горизонтальном расположении штуцеров для подвода и отвода воды можно определять коэффициент теплопередачи по формуле, полученной автором в результате обработки испытаний пароохладителей этого типа на ряде котлов:

$$k = 900 + 7850\omega_{\text{ж}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (14)$$

где $\omega_{\text{ж}}$ — скорость воды в средней части колонки (продольный ток), м/сек.

Эта формула применима для пара давлением 30—35 ата при температуре воды на входе 100—160° и скорости воды в средней части колонки (продольный ток) $\omega_{\text{ж}} = 0,015—0,3$ м/сек.

Следует заметить, что в стандартных колончатых пароохладителях коэффициент теплоотдачи от пара к стенке весьма высок: 25000—30000 ккал/м² · час · °C, и основное тепловое сопротивление имеет место при теплообмене между стенкой и водой, что было учтено при выборе выражения (14) для k . Надо также учитывать, что определяемые таким путем значения коэффициента теплопередачи соответствуют среднеэксплуатационному состоянию наружных поверхностей нагрева труб пароохладителя.

Испытания пароохладителей при чистых поверхностях труб сразу же после пуска их и через три месяца работы котла показали уменьшение коэффициента теплопередачи с течением

времени, связанное с загрязнением труб; поэтому нужно периодически промывать и подвергать щелочению поверхность пароохладителей по водяной стороне.

В случае необходимости значительного снижения температуры пара в колончатых пароохладителях надо применять параллельное соединение их по водяной стороне. Однако при этом вследствие понижения скорости воды в пароохладителях (для котлов производительностью 160/200 т/час — в 4 раза) уменьшается значение коэффициента теплопередачи.

Для повышения скорости воды ЛМЗ устанавливались внутри колонок, вокруг труб, рубашки с зазором в 5 мм между образующими наружных труб. При этом стыки штуцера с рубашкой были тщательно заварены.

Проведенные испытания показали увеличение эффективности работы пароохладителей, практически совпадающее с расчетным, определяемым по формуле (14), если для расчета скорости воды принимать живое сечение, заключенное внутри рубашки.

Данное мероприятие может быть применено во всех случаях, когда нужно повысить эффективность работы колончатых пароохладителей.

3. ВПРЫСКИВАЮЩИЕ ПАРООХЛАДИТЕЛИ

Количество впрыскиваемой воды определяется исходя из требуемой величины снижения перегрева по формуле (21), приведенной ниже.

Сложность явлений, происходящих при испарении впрыскиваемой воды, не позволяет в настоящее время рекомендовать метод расчета впрыскивающих пароохладителей. Поэтому приводятся лишь некоторые данные, необходимые для проектирования.

При сравнительно небольших перепадах давления, достаточных для впрыска воды, величина получаемой скорости входа ее в пароохладитель не оказывает существенного влияния на условия теплообмена. Поэтому рекомендуется впрыскивать воду в пароохладитель через простые сверления диам. ≤ 3 мм в стенке подводящей трубы; количество отверстий определяется исходя из скорости пропуска воды через отверстия в 15 м/сек и выше.

Для обеспечения испарения охлаждающей воды необходимо после места впрыска предусматривать прямые участки труб длиной не менее 4 м. Эти участки можно располагать как горизонтально, так и вертикально. По всей длине испарительных участков следует защищать стенки паропроводов рубашкой с зазором между рубашкой и стенкой, равным 6—8 мм. Струи воды должны быть направлены по ходу пара.

4. РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ВПРЫСКА СОБСТВЕННОГО КОНДЕНСАТА¹

1. Пар в конденсатор должен подаваться из барабана после сепарационных устройств для получения минимального солеосаждения.

2. Конденсатор должен быть расположен выше барабана настолько, чтобы при закрытом впрыске, т. е. при максимальном количестве излишнего конденсата, сопротивление контура: барабан-конденсатор (Δp_1) — сборный бак (Δp_2) — слив в барабан Δp_3 было меньше веса столба воды на участке низ конденсатора — слив воды из сборного бака:

$$h\gamma' > \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \text{ кг/м}^2, \quad (15)$$

где h — высота от низа конденсатора до места слива в барабан, м;

γ' — удельный вес воды, кг/м^3 (см. рис. 47 и 48).

3. В качестве конденсатора может быть применен пароохладитель типа ЗиО (см. рис. 74). Размеры конденсатора должны определяться из условия получения количества конденсата по формуле (22). Тепловой расчет конденсатора производится так же, как и горизонтальных пароохладителей.

Скорость охлаждающей воды в трубках конденсатора следует принимать 3—5 м/сек. Гидравлическое сопротивление при этом составит 0,5—1 атм.

4. Сборный бак рекомендуется выполнить в виде вертикального коллектора, в котором максимальная скорость спуска воды была бы $\leq 0,3$ м/сек. В нижней части коллектора следует устанавливать крестовину для исключения воронкообразования.

5. Скорость воды в конденсатопроводе нужно принимать в 1,5—2 м/сек.

6. На конденсатопроводе должны быть установлены мерная шайба, запорный и регулирующий вентили.

7. Непосредственно перед впрыскивающим соплом следует устанавливать фильтр из нержавеющей стали с отверстиями на 0,5 мм меньше отверстий впрыска. Фильтр должен иметь продувочный узел, обеспечивающий одновременную очистку как впрыскивающих отверстий, так и отверстий фильтра. При монтаже надо обращать особое внимание на исключение попадания грата в конденсатопровод.

8. Все трубопроводы схемы впрыска собственного конденсата не следует изолировать, но нужно обеспечить их ограждение.

9. Труба Вентури должна выполняться согласно рис. 53 и 51: диаметр отверстий для впрыска 3 мм.

10. Скорость воды во впрыскивающих отверстиях надо принимать в 15—20 м/сек, коэффициент сопротивления впрыскивающих отверстий $\xi = 3$.

11. Величина необходимого разрежения в месте ввода впрыска определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{вент}} = -H\gamma' + \Delta p_{\text{конд}} + \Delta p_{\text{впр}} - \Delta p_{\text{пе}} \text{ кг/м}^2, \quad (16)$$

где $\Delta p_{\text{вент}}$ — разрежение, создаваемое трубой Вентури, кг/м^2 ;

$H\gamma'$ — вес столба воды на участке барабан — место впрыска, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{конд}}$ — сопротивление конденсатопровода, кг/м^2 ;

$\Delta p_{\text{пе}}$ — сопротивление части перегревателя до места впрыска, кг/м^2 .

12. Сжатое сечение трубы Вентури можно рассчитывать по обычному уравнению Бернулли, принимая расход пара до его поступления в трубу Вентури.

13. Безвозвратные потери напора в трубе Вентури конструкции, приведенной на рис. 53 и 51, при 10% впрыска составят примерно 15% от разрежения, создаваемого трубой Вентури.

¹ По данным ЦКТИ.

ГЛАВА IV

СНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА В ПАРООХЛАДИТЕЛЯХ

1. СНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА В ПАРООХЛАДИТЕЛЯХ, ОХЛАЖДАЕМЫХ ПИТАТЕЛЬНОЙ И КОТЛОВОЙ ВОДОЙ

Величину снижения температуры перегретого пара в парохладителях можно определить по тепловосприятию охлаждающей питательной воды, исходя из следующего уравнения:

$$\Delta t_{\text{в}}^{\text{пе}} = \frac{D_{\text{рег}} c_{\text{в}} (t_{\text{в}}^{\text{п.рег}} - t_{\text{в}}^{\text{до рег}})}{D_{\text{к}} c_{\text{п}}^{\text{пе}}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (17)$$

где $D_{\text{рег}}$ — расход воды через парохладители, кг/час;
 $D_{\text{к}}$ — расход перегретого пара, кг/час;
 $c_{\text{в}}$ — средняя теплоемкость воды в интервале изменения ее температуры в парохладителе, ккал/кг · °C;
 $c_{\text{п}}^{\text{пе}}$ — средняя теплоемкость перегретого пара в интервале изменения конечной температуры пара в камере перегретого пара до и после снижения перегрева, ккал/кг · °C;
 $t_{\text{в}}^{\text{до рег}}$ и $t_{\text{в}}^{\text{п.рег}}$ — температура охлаждающей воды до и после парохладителя.

По этой же формуле (17) определяется и снижение температуры перегретого пара в промежуточной камере для регуляторов, расположенных в рассечку:

$$\Delta t_{\text{в}}^{\text{рег}} = \frac{D_{\text{рег}} c_{\text{в}} (t_{\text{в}}^{\text{п.рег}} - t_{\text{в}}^{\text{до рег}})}{D_{\text{к}} c_{\text{п}}^{\text{рег}}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (17a)$$

где $c_{\text{п}}^{\text{рег}}$ — средняя теплоемкость перегретого пара в интервале изменения температур до и после промежуточной камеры.

Таким образом, величины снижения температуры пара в промежуточной камере и в камере перегретого пара, определяемые по тепловосприятию воды, связаны между собой уравнением

$$\Delta t_{\text{в}}^{\text{пе}} = \Delta t_{\text{в}}^{\text{рег}} \frac{c_{\text{п}}^{\text{рег}}}{c_{\text{п}}^{\text{пе}}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (18)$$

Аналогичным образом определяется конечное снижение температуры перегретого пара $\Delta t_{\text{п}}^{\text{пе}}$ по величине снижения его температуры во внутрибарабанным парохладителе, установленном в рассечку:

$$\Delta t_{\text{п}}^{\text{пе}} = \Delta t_{\text{в}}^{\text{рег}} \frac{c_{\text{п}}^{\text{рег}}}{c_{\text{п}}^{\text{пе}}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (18a)$$

где $\Delta t_{\text{в}}^{\text{рег}} = t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}'$ — снижение температуры пара в парохладителе, отнесенное ко всему количеству пара;

$t_{\text{в}}''$ — температура пара на выходе из первой ступени (по ходу пара) перегревателя, °C;

$t_{\text{в}}'$ — то же, на входе во вторую ступень, °C;

$c_{\text{п}}^{\text{рег}}$ — средняя теплоемкость пара в интервале температур $t_{\text{в}}''$ и $t_{\text{в}}'$, ккал/кг · °C.

Действительное снижение температуры перегретого пара на выходе из пароперегревателя при включении регулятора перегрева, которое в дальнейшем будем называть результирующим и обозначать через $\Delta t_{\text{рез}}^{\text{пе}}$, меньше определяемого по тепловосприятию воды в парохладителях. Это объясняется, с одной стороны, понижением средней температуры пара и связанного с этим увеличением разности температур газа и пара, а с другой стороны, некоторым увеличением значения коэффициента теплоотдачи от пара к стенке

Уменьшение величины снижения температуры перегретого пара зависит от степени его охлаждения в регуляторе, зоны температур, в которую включен пароперегреватель, и от соотношения теплоемкостей газов и пара.

Тепловые расчеты пароперегревателей секционного котла производительностью 160/200 т/час с колончатыми парохладителями и котла типа КО-IV-200 с парохладителем в рассечку дают следующее отношение величины результирующего снижения температуры пара к величине снижения, определяемой по тепловосприятию воды:

$$\frac{\Delta t_{\text{рез}}^{\text{пе}}}{\Delta t_{\text{в}}^{\text{пе}}} = 0,85 - 0,9.$$

Эта величина определялась также при испытании регуляторов на котлах путем сравнения температуры пара в случае включенного и выключенного регулятора при разном расходе воды. Среднее значение ее при испытаниях секционных котлов производительностью 160/200 т/час с колончатыми парохладителями и котла КО-IV-200 с парохладителем в рассечку получилось одинаковым и равным 0,75, а при испытаниях котла КО-III-200 с колончатыми парохладителями — 0,74. Определения этого

коэффициента на котлах высокого давления пока не производилось.

На рис. 94 приведены кривые снижения температуры пара в камере пароохладителя, на выходе из пароперегревателя, и результирующего снижения, определенные по тепловосприятию воды в пароохладителях при испытаниях на котле типа КО-IV-200 с нагрузкой от 120 до 140 т/час.

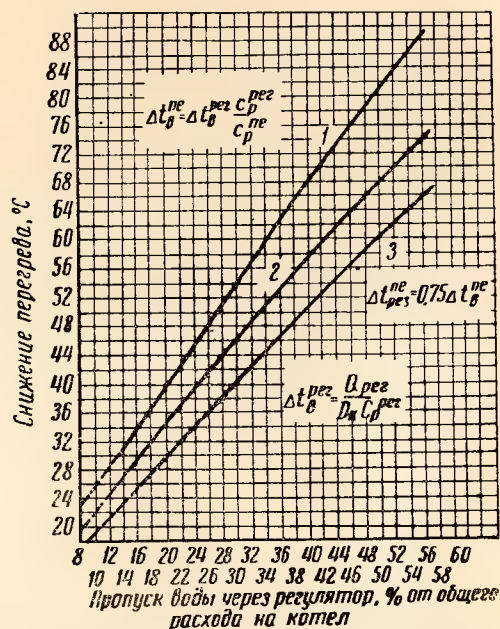


Рис. 94. Зависимость снижения температуры пара в пароохладителе и в камере перегретого пара от подачи воды для котла типа КО-IV-200 (температура охлаждающей воды на входе в регулятор колеблется в пределах 115—135°): 1 — снижение перегрева охлаждением в камере перегретого пара; 2 — снижение перегрева в камере регулятора; 3 — результирующее снижение перегрева

При уменьшении пропуска воды через регулятор до 15% и ниже начиналось кипение воды в пароохладителе. Поэтому на графике даны кривые лишь до этого расхода.

Приведенное выше уравнение (17) для определения снижения температуры пара может быть после некоторых преобразований и введения коэффициента 0,75 для перехода к результирующему снижению приведено к виду:

$$\Delta t_{\text{рез}}^{\text{пе}} = 0,75 \frac{d_{\text{рег}} c_{\text{в}}}{100 c_{\text{п}}^{\text{пе}}} (t_{\text{н}}^{\text{рег}} - t_{\text{в}}^{\text{до рег}}) \left(1 - c \frac{H_{\text{рег}}^k}{D_{\text{рег}} c_{\text{в}}}\right) ^\circ\text{C}, \quad (19)$$

где $d_{\text{рег}} = \frac{D_{\text{рег}}}{D_{\text{к}}} 100\%$ — пропуск воды через пароохладители, % от общей производительности котла;
 $t_{\text{н}}^{\text{рег}}$ — температура насыщения при давлении пара в регуляторе, °C;
 $c_{\text{в}}$ — теплоемкость воды.

По этой формуле построены характеристики регуляторов перегрева, как зависимость результирующего снижения температуры пара от пропуска воды через пароохладитель при разных нагрузках котла и разных температурах питательной воды: на рис. 95 для котла КО-III-200 с восемью колончатыми пароохладителями при параллельном включении их, а на рис. 96 — для котла КО-IV-200 с двумя горизонтальными пароохладителями в промежуточных камерах. Коэффициент теплопередачи был принят для колончатых пароохладителей по формуле (14), а для горизонтальных пароохладителей — по опытной кривой, построенной по данным испытаний котлов КО-IV-200.

Как видно из этих рисунков, с увеличением нагрузки снижение перегрева при одном и том же расходе воды уменьшается.

На рис. 97 приведены экспериментальные кривые характеристик регулятора перегрева котла высокого давления ТП-230-1 в виде зависимости снижения температуры перегретого пара $\Delta t_{\text{рез}}^{\text{пе}}$ от расхода воды через пароохладитель для температуры охлаждающей воды 110 и 220°.

Снижение перегрева пара определено по тепловосприятию воды в пароохладителе, по данным канд. техн. наук И. Е. Дубовского (ЦКТИ), полученным при испытании пароперегревателя котла с круглыми горелками, работающего на подмосковном угле.

Кривые результирующего снижения перегрева (см. рис. 97) построены с учетом коэффициента $\frac{\Delta t_{\text{рез}}^{\text{пе}}}{\Delta t_{\text{в}}^{\text{пе}}}$, который был при-

нят равным 0,75, на основе данных испытаний котлов среднего давления.

В последующих испытаниях пароохладителей котлов высокого давления необходимо экспериментально определить значение этого коэффициента.

2. СНИЖЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА ВО ВПРЫСКИВАЮЩИХ ПАРООХЛАДИТЕЛЯХ

Величину снижения температуры перегретого пара в зависимости от количества и температуры впрыскиваемой воды можно определить исходя из следующих уравнений:

$$i_{\text{пе}}'' = i_{\text{пе}}' (1 - x) + x i_{\text{в}} \text{ ккал/кг.} \quad (20)$$

После простых преобразований можно получить, что

$$\Delta t_{\text{впр}}^{\text{рег}} = \frac{i_{\text{пе}}' - i_{\text{пе}}''}{c_p^{\text{рег}}} = \frac{x(i_{\text{пе}}'' - i_{\text{в}})}{c_p^{\text{рег}}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (21)$$

где $i_{\text{пе}}'$ и $i_{\text{пе}}''$ — теплосодержание перегретого пара до и после впрыскивающего пароохладителя, ккал/кг;
 $i_{\text{в}}$ — теплосодержание впрыскиваемой воды, ккал/кг;
 x — доля впрыскиваемой воды по отношению к количеству пара за пароохладителем, т.е. к $D_{\text{пе}}$;
 $c_p^{\text{рег}}$ — средняя теплоемкость перегретого пара в интервале изменения конечной температуры до и после снижения перегрева, ккал/кг·°C;
 $\Delta t_{\text{впр}}^{\text{рег}}$ — снижение температуры пара в области регулятора.

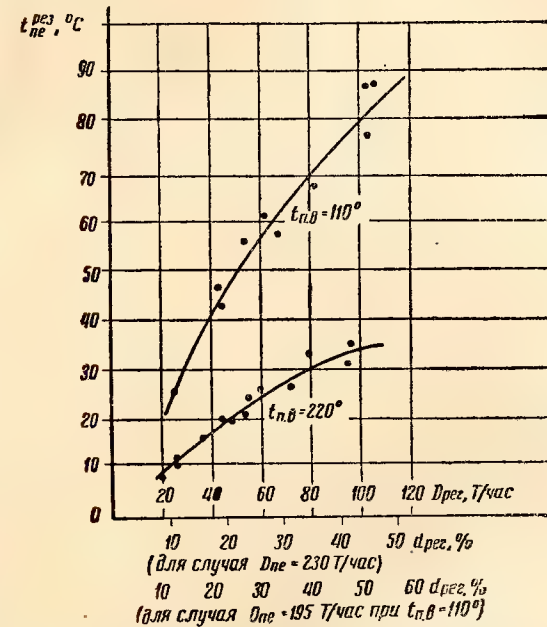


Рис. 97. Результирующее снижение температуры перегретого пара пароохладителем котла ТП-230-1 (в зависимости от расхода воды) при температуре питательной воды 220° и 110°

Количество впрыскиваемой воды x составит:

$$x = \frac{\Delta t_{\text{впр}}^{\text{рег}} \cdot c_p^{\text{рег}}}{i_{\text{пе}}'' - i_{\text{в}}} \text{ кг/кг пара.} \quad (22)$$

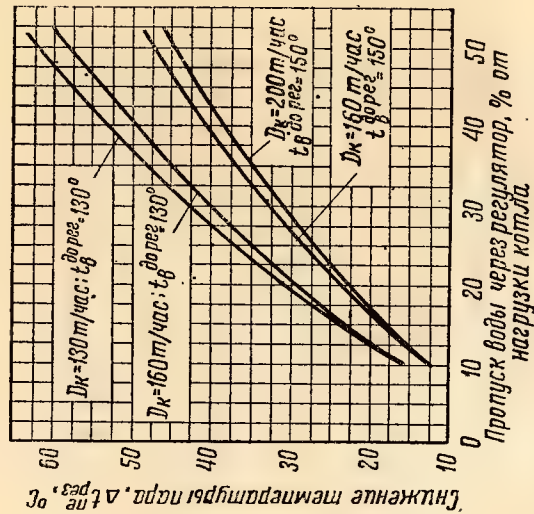


Рис. 96. Расчетное снижение температуры в камере перегото пара при различном пропуске воды через пароохладитель для котла КО-IV-200. При расчетах принято $t_{\text{гс}} = 240^\circ$

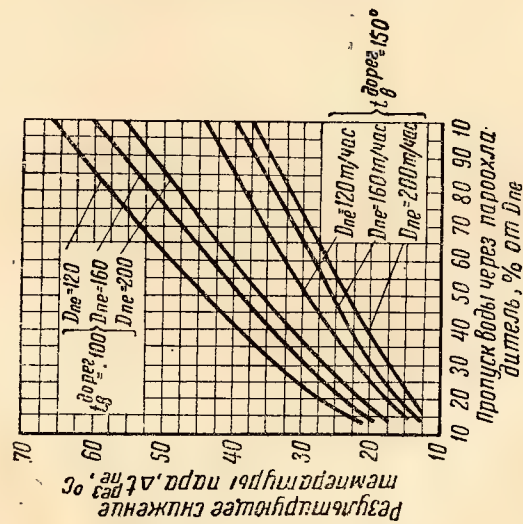


Рис. 95. Расчетное снижение температуры пара при различных нагрузках и температурах охлаждающей воды для котла КО-III-200

Аналогично другим типам пароохладителей конечное снижение температуры перегретого пара $\Delta t_{\text{впр}}^{\text{пе}}$ и снижение температуры пара в пароохладителе связаны между собой уравнением

$$\Delta t_{\text{впр}}^{\text{пе}} = \Delta t_{\text{впр}}^{\text{рег}} \frac{c_p^{\text{рег}}}{c_p^{\text{пе}}}, \quad (186)$$

где $c_p^{\text{пе}}$ — средняя теплоемкость перегретого пара в интервале изменения конечной температуры до и после снижения перегрева, $\text{ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$.

Действительное снижение температуры перегретого пара на выходе из пароперегревателя также будет меньше, чем снижение температуры в регуляторе в связи с увеличением температурного напора между газом и паром в первой части (по ходу пара) пароперегревателя и увеличением его тепловосприятости, о чем подробнее указано выше.

ГЛАВА V

НЕРАВНОМЕРНОСТЬ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА В ПАРООХЛАДИТЕЛЯХ, УСТАНОВЛЕННЫХ НА СТОРОНЕ НАСЫЩЕННОГО ПАРА И В ПРОМЕЖУТОЧНОЙ КАМЕРЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Одним из основных вопросов, определяющих надежность работы пароперегревателей паровых котлов, является равномерность распределения температуры пара по отдельным змеевикам.

Опыт эксплуатации котлов с пароохладителями, расположенными на стороне насыщенного пара и в промежуточной камере пароперегревателя (в рассечку), показал, что включение указанных пароохладителей приводит к неравномерности снижения температуры пара по змеевикам, величина которой зависит от типа и конструкции пароохладителей.

Для некоторых конструкций пароохладителей неравномерность снижения температуры пара в совокупности с наличием неравномерности перегрева пара в змеевиках пароперегревателя по другим причинам (газовый перекос, наличие коридоров и др.) может привести к аварийной остановке котлов.

1. ИТОГИ ИССЛЕДОВАНИЯ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА В ЗМЕЕВИКАХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ С КОЛОНЧАТЫМИ ПАРООХЛАДИТЕЛЯМИ

Наиболее подробные исследования работы колончатых пароохладителей и неравномерности снижения перегрева по змеевикам пароперегревателя были произведены на котле типа КО-III-200, работавшем на угольной пыли антрацитового штыба при параллельном включении пароохладителей по воде, и на секционном котле производительностью 160/200 т/час при последовательном соединении их [39].

Регулирование температуры перегретого пара на этих котлах производилось восемью поверхностными пароохладителями колончатого типа (см. рис. 67), разделенными на две группы — по четыре в каждой группе.

Питательная вода поступала в пароохладители от основных питательных линий по обе стороны котла.

Пропуск воды через пароохладитель на котле КО-III-200 доводился до 87% от общей паропроизводительности котла.

Снижение температуры пара по змеевикам и стоякам пароперегревателя при включении пароохладителя приведено на рис. 98.

Как видно из графика, температура пара, измеренная в паропроводящих трубах (стояках) при параллельном включении парохладителей по воде, вполне равномерна. Распределение температуры пара по отдельным змеевикам оказалось, наоборот, очень неравномерным, с большими пиками снижения температуры в змеевиках, расположенных приблизительно в середине промежутка между парохладителями.

Наличие резких пиков снижения перегрева в змеевиках, находящихся между пароохладителями, наблюдалось и при других испытаниях регуляторов такой же конструкции. Еще большая неравномерность будет иметь место при трехтрубных змеевиках, выходящих сбоку камеры.

Характер выпадения влаги по длине камеры полностью до сих пор не изучен, но может представляться в следующем виде. При пропуске воды через парохладители часть насыщенного пара конденсируется и стекает в камеру насыщенного пара в виде отдельных капель, которые сепарируются из потока пара и собираются на дне камеры. Пар, выходящий из парохладителя с большой скоростью, разгоняет поток влаги и создает наклонный уровень ее. В середине промежутка между парохладителями получается наивысший уровень воды; в этих точках влага затекает

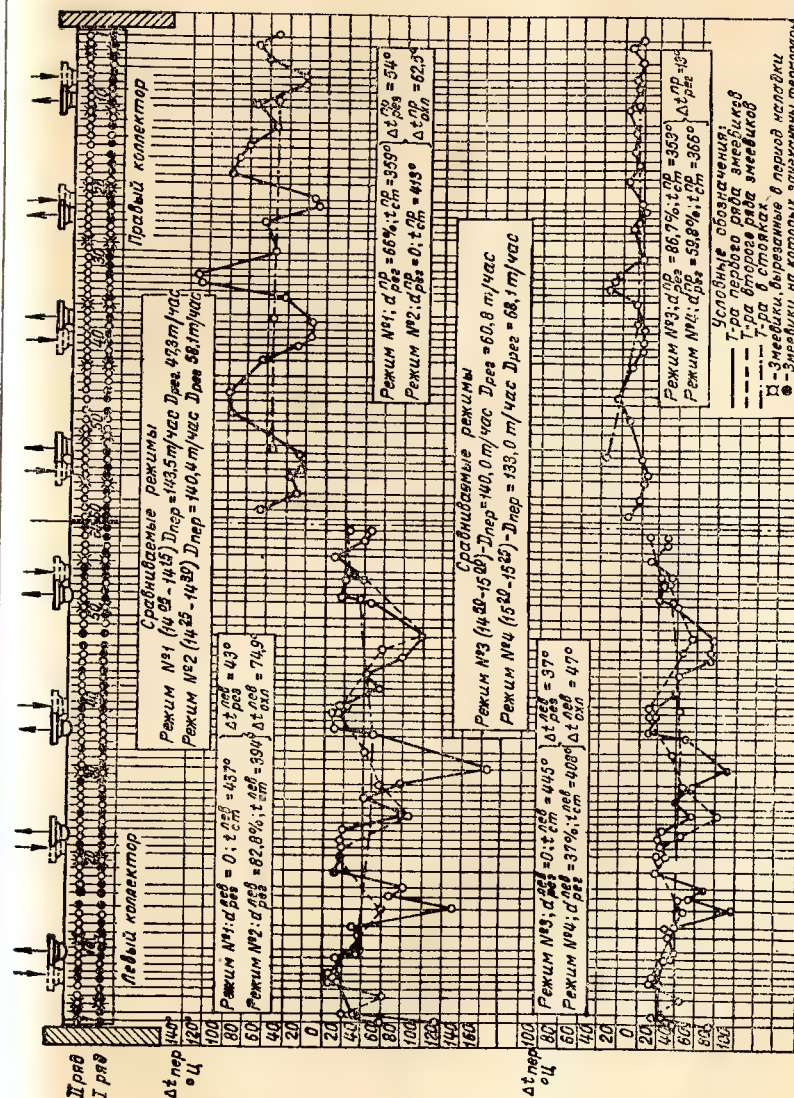


Рис. 98. Снижение температуры пара по эсевникам и стоякам пароперегревателя при включении регулятора перегрева на котле КО-III-200

в змеевики первого ряда в большем количестве, чем в змеевики второго ряда.

Неравномерность и абсолютная величина пиков снижения температуры пара увеличиваются с повышением расхода воды через пароохладитель и большим общим снижением температуры перегретого пара.

Некоторую оценку изменения относительной неравномерности температуры перегретого пара может дать коэффициент

$$\theta = \frac{t_{\text{макс}}^{\text{зм}} - t_{\text{мин}}^{\text{зм}}}{t_{\text{ср}}^{\text{зм}} - t_{\text{н}}}, \quad (23)$$

где $t_{\text{макс}}^{\text{зм}}$, $t_{\text{мин}}^{\text{зм}}$ и $t_{\text{ср}}^{\text{зм}}$ — максимальная, минимальная и средняя температуры пара в змеевиках, °С;

$t_{\text{н}}$ — температура насыщения, °С.

Результаты подсчетов этого коэффициента для первого ряда змеевиков по испытаниям котла КО-III-200, приведенные в табл. 1, показывают, что θ изменяется от 0,44—0,6 при выключенном регуляторе до 1,43 при пропуске через него 83% воды.

Таблица 1

Подсчет коэффициента неравномерности

Нагрузка котла $t/\text{час}$	Нагрузка пароохладителя, % от нагрузки котла	Температура в змеевиках, °С				Коэффициент неравномерности
		$t_{\text{ср}}^{\text{зм}}$	$t_{\text{макс}}^{\text{зм}}$	$t_{\text{мин}}^{\text{зм}}$	$t_{\text{макс}}^{\text{зм}} - t_{\text{ср}}^{\text{зм}}$	
143,5	0	463	513	411	50	0,44
140,0	0	474	525	381	51	0,60
144,3	24,3	411	512	386	71	0,61
139,2	48,9	432	507	293	75	1,08
140,4	82,6	414	502	245	88	1,43

Неравномерность, создаваемая пароохладителями, приводит к тому, что некоторые змеевики при включении регулятора оказываются не защищенными в полной мере от чрезмерного перегрева. Кроме того, в змеевиках, находящихся в области наибольших пиков снижения температуры, в случае частых и резких изменений расхода воды может возникнуть расстройство вальцовочных соединений.

Так, на одной из ТЭЦ при работе на доменном газе и резких колебаниях расхода питательной воды при 100%-ном пропуске ее через пароохладители (снижение перегрева доходило до 70°), а также при переходах с работы на пыли на работу на газе, в течение первых двух месяцев пускового периода произошли четыре аварийные остановки котла вследствие вытягивания труб пароперегревателя из вальцовочных гнезд нижнего ряда

камеры перегретого пара. При этом в двух случаях из гнезда вырвало по одной трубке, а в двух других обнаружилось нарушение плотности вальцовки (пропаривание), смятие разбортовки и перемещение колокольчиков. Одновременно на этом котле наблюдались массовые течи в вальцовочных соединениях змеевиков в камере перегретого пара.

Все сдвинутые и вырванные змеевики находились в зоне наибольших провалов температур, связанных со снижением перегрева пароохладителями.

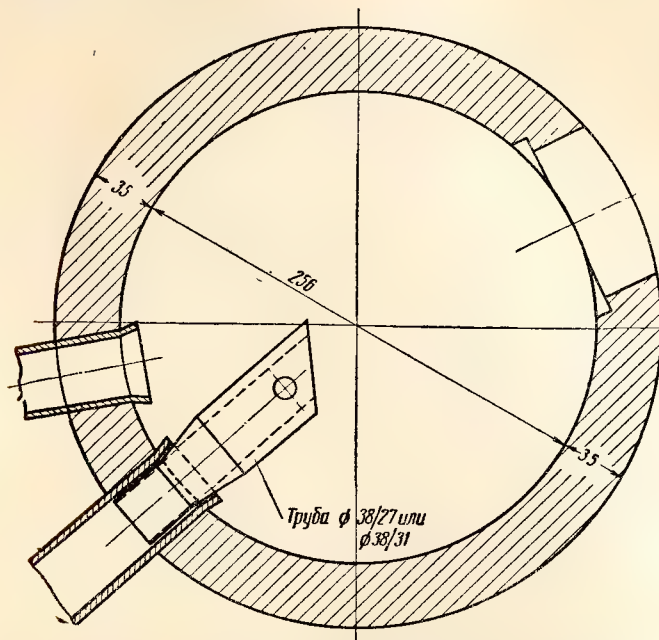


Рис. 99. Эскиз установки насадок в камере насыщенного пара котла КО-III-200

После уменьшения на этом котле поверхности нагрева пароперегревателя, упорядочения режимов и ограничения расхода воды через пароохладители не выше 40%, вынужденных остановок котла из-за расстройств вальцовочных соединений не было.

Исходя из того, что наибольшее снижение температуры пара получалось почти исключительно в нижнем ряду, казалось целесообразным поставить его в отношении распределения влаги в условия, аналогичные верхнему ряду. Для этого, по предложению автора, на трубки нижнего ряда поставили насадки (рис. 99), которые по высоте находились на одном уровне с верхним рядом.

Контрольные измерения распределения температуры при пропуске воды через пароохладители в количестве 52% от нагрузки котла (110 т/час) при работе на доменном газе показав-

ли, что наблюдавшиеся ранее весьма глубокие снижения температуры исчезли, и распределение температуры по змеевикам получилось таким же, как и в случае полностью выключенного регулятора при работе на угольной пыли.

Подводя итоги исследования работы колончатых пароохладителей, следует констатировать, что они дают неравномерное снижение температуры пара по змеевикам с глубокими провалами в районе змеевиков, находящихся между пароохладителями, причем эти провалы, как правило, наиболее велики в нижнем ряду. Последовательное соединение колончатых пароохладителей дает большую неравномерность, чем параллельное. Поэтому пропуск воды через такие пароохладители следует ограничивать до величины, необходимой для снижения температуры пара на 25—30° при последовательном соединении и на 35—40° при параллельном.

Длительный опыт эксплуатации большого числа котлов с колончатыми пароохладителями показал надежность их работы при правильном обслуживании и ограничении величины снижения температуры перегрева. Некоторое расширение указанного выше диапазона регулирования может быть достигнуто за счет установки насадок на змеевики первого ряда в камере насыщенного пара.

Однако для новых котлов этот тип пароохладителей все же не может быть рекомендован.

2. ИТОГИ ИССЛЕДОВАНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА В ЗМЕЕВИКАХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ С ПАРООХЛАДИТЕЛЯМИ, УСТАНОВЛЕННЫМИ В ПРОМЕЖУТОЧНОЙ КАМЕРЕ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ (В РАССЕЧКУ)

Исследование регулятора перегрева с пароохладителями, установленными в рассечку, было произведено на котле типа КО-IV-200, работавшем на фрезерном торфе (см. рис. 70).

Средняя температура пара при входе в пароохладитель колебалась в пределах 312—328° до вырезки змеевиков пароперегревателя ($H_{пе} = 1260 \text{ м}^2$) и в пределах 280—310° после вырезки 16 змеевиков ($H_{пе} = 1060 \text{ м}^2$).

Распределение температуры при входе пара в пароохладители по ширине котла было неравномерным, со слабым повышением температуры от боковых стен к середине котла. Учитывая, что на котле имеется 10 труб, подводящих пар к пароперегревателю, и столько же отводящих, такое положение можно объяснить исключительно неравномерностью теплообмена по газовой стороне.

При подаче воды в пароохладитель температура пара за ним понижалась, причем, начиная с величины расхода воды в 3% и выше, в некоторых змеевиках она оказалась ниже температуры насыщения, очевидно, вследствие образования пленки конден-

сата на наружной поверхности труб пароохладителя, внутри которых протекала относительно холодная вода. При малом пропуске воды через пароохладители такое явление наблюдалось только в начале коллектора, в районе, где поступает более холодная вода и стекает в первые трубки конденсат, образующийся на участке от крышки пароохладителя до первого ряда трубок перегревателя. По мере роста расхода воды число змеевиков с пониженной температурой увеличивается по длине коллектора, причем главным образом в том ряду, который выходит из нижней точки коллектора.

Распределение температуры пара по змеевикам на выходе из пароперегревателя и по пароводящим трубам оказалось также неравномерным; при этом кривые имели подъем от боковых стен котла к середине, что может быть объяснено неравномерностью работы вихревых топок и неравномерным снижением перегрева в пароохладителе.

Значительное повышение температуры перегретого пара, наблюдавшееся на змеевиках, расположенных в середине газохода, следует отнести отчасти за счет наличия газового коридора шириной 210 мм между двумя группами змеевиков разных коллекторов, а главным образом за счет того, что перегородки в коллекторе и охлаждающие трубки пароохладителя не доходят до его доннышка; вследствие этого пар, поступающий в средние змеевики пароперегревателя, мало охлаждается из-за недостаточной в конце коллектора поверхности охлаждения.

Неустановившаяся температура пара в самой камере пароохладителя (из-за пленочной конденсации) не дает возможности достаточно точно определить неравномерность снижения температуры пара, создаваемую пароохладителем, по температурам змеевиков при входе в камеру и выходе из нее. Поэтому такая оценка была произведена по конечной температуре пара при различных режимах работы пароохладителя.

Снижение температуры пара определялось по разности температур змеевиков при примерно одинаковой производительности котла и различных расходах воды через пароохладитель, а также при выключении последнего.

На рис. 100 приведены характерные кривые снижения температуры пара по длине камеры пароохладителя при изменении расхода воды через регулятор перегрева (d) от 0 до 10% (кривая 3), от 0 до 26% (кривая 2), от 9,6 до 44% (кривая 1). Следует отметить, что колебания влажности торфа и избытка воздуха могли несколько исказить полученные значения.

Для оценки неравномерности температуры пара, создаваемой газовой стороной котла, нами был определен коэффициент неравномерности по формуле

$$\theta = \frac{t_{\text{макс}} - t_{\text{мин}}}{t_{\text{ср}} - t_{\text{н}}}, \quad (23a)$$

где $t_{\max}$, $t_{\min}$ и $t_{\text{ср}}$ — максимальная, минимальная и средняя из температур на пяти пароотводящих трубах левой и правой сторон котла, а t_n — температура насыщенного пара.

Этот коэффициент при выключенном пароохладителе, а следовательно, создаваемый только газовой стороной, колебался в широких пределах — от 0,133 до 0,69. Такое колебание может быть объяснено в основном неравномерностью работы вихревых топок по ширине котла. При включении пароохладителя коэффициент неравномерности увеличивался до 1,02.

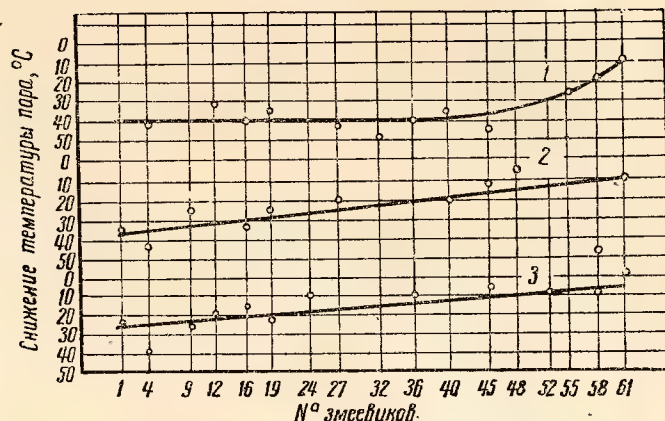


Рис. 100. Снижение температуры пара по змеевикам левой половины пароперегревателя котла КО-IV-200 у камеры перегретого пара:

Сравниваемые режимы

I		II	
Кривая 1	$D_K = 104,8 \text{ т/час}$	$D_K = 129,2 \text{ т/час}$	
	$d_{\text{пер}}^{\text{лев}} = 44,1 \%$	$d_{\text{пер}}^{\text{лев}} = 96 \%$	
Кривая 2	$D_K = 137,1 \text{ т/час}$	$D_K = 139,0 \text{ т/час}$	
	$d_{\text{пер}}^{\text{лев}} = 26,0 \%$	$d_{\text{пер}}^{\text{лев}} = 0,0 \%$	
Кривая 3	$D_K = 126,5 \text{ т/час}$	$D_K = 135,5 \text{ т/час}$	
	$d_{\text{пер}}^{\text{лев}} = 9,8 \%$	$d_{\text{пер}}^{\text{лев}} = 0,0 \%$	

Более отчетливо характер и величина неравномерности температуры пара, создаваемой самим регулятором, выявляется после аналитического рассмотрения процесса снижения температуры пара при заданной конструкции пароохладителя.

А. Аналитическое определение неравномерности снижения температуры пара регулятором перегрева

Рассмотрим один из змеевиков пароохладителя (рис. 101), предполагая, что снижение температуры пара целиком происходит за счет тепла, отводимого от перегретого пара на испарение

пленки конденсата, образующейся на поверхности змеевиков. Тогда снижение температуры пара на том или ином участке змеевиков можно считать пропорциональным количеству конденсата, выделившегося на данном участке.

Если обозначить:

$\Delta t_{\text{пе}}$ — снижение температуры пара в пароохладителе;

$G_{\text{п}} = \frac{D_K}{2}$ — количество пара, проходящего через каждый пароохладитель;

G_K — количество выделившегося конденсата;

$c_p^{\text{пер}}$ — средняя теплоемкость пара в камере пароохладителя;

r — скрытая теплота парообразования пара,

то можно написать

$$G_{\text{п}} \cdot c_p^{\text{пер}} \Delta t_{\text{пе}} = G_K r. \quad (24)$$

Снижение температуры пара на участке с координатой x может быть представлено в виде:

$$\Delta t_x = \frac{dG_K r}{dG_{\text{п}} c_p^{\text{пер}}}. \quad (24a)$$

Количество конденсата dG_K , выделившееся на участке dx , определяется из выражения

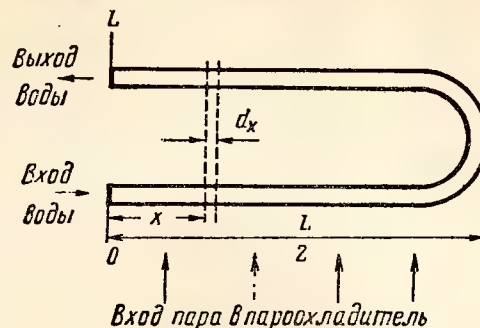


Рис. 101. Петля (к аналитическому расчету снижения температуры пара)

$$dG_K = \frac{\pi d_{\text{вн}} k' (t_{\text{пер}}^{\text{п}} - t_x) + \pi \cdot d_{\text{вн}} k' (t_{\text{н}}^{\text{пер}} - t_L - x)}{r} dx, \quad (25)$$

где $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы пароохладителя;
 k — коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к воде, отнесенный к внутреннему диаметру трубы пароохладителя;

$t_{\text{н}}^{\text{пер}}$ — температура насыщения при давлении пара в камере пароохладителя;

t_x — температура воды в сечении змеевика с координатой x ;

L — длина распрямленного змеевика.

Для того чтобы найти распределение температуры воды вдоль трубы, решаем уравнение теплообмена:

$$w_{\text{в}} c_{\text{в}} \gamma_{\text{в}} \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2 dt = \pi d_{\text{вн}} k' (t_{\text{н}}^{\text{пер}} - t_x) dx, \quad (26)$$

где $w_{\text{в}}$ — скорость воды, м/час,

$c_{\text{в}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ — теплоемкость и удельный вес воды в камере пароохладителя.

Приведем уравнение (26) к виду:

$$\frac{dt}{t_n^{\text{per}} - t_x} = \frac{4 k' dx}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}} \quad (26a)$$

Проинтегрировав уравнение (26a), получим

$$\ln(t_n^{\text{per}} - t_x) = \frac{4 k' x}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}} + \ln C. \quad (26b)$$

Константу $\ln C$ находим из граничного условия:
 $t_{x_0} = t_B^{\text{до пер}}$ при $x = 0$, т. е.

$$\ln C = \ln(t_n^{\text{per}} - t_B^{\text{до пер}}),$$

где $t_B^{\text{до пер}}$ — температура воды на входе в пароохладитель.

Подставив значение $\ln C$ в (26b), получаем

$$\ln(t_n^{\text{per}} - t_x) - \ln(t_n^{\text{per}} - t_B^{\text{до пер}}) = - \frac{4 k' x}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}$$

и окончательно

$$t_n^{\text{per}} - t_x = (t_n^{\text{per}} - t_B^{\text{до пер}}) e^{-\frac{4 k' x}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}} \quad (27)$$

Уравнение (27) показывает изменение температуры воды по длине трубы пароохладителя.

Подставив значение $t_n^{\text{per}} - t_x$ из формулы (27) в формулу (25), получим:

$$dG_K = \frac{\pi d_{\text{BH}} k' (t_n^{\text{per}} - t_B^{\text{до пер}})}{r} \left[e^{-\frac{4 k' x}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}} + e^{-\frac{4 k' (L-x)}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}} \right] dx. \quad (28)$$

Формула (28) показывает распределение количества выпавшего конденсата вдоль змеевика. Для определения величины снижения температуры пара Δt_x подставим уравнение (28) в (24a). При этом учтем, что

$$dG_n = \frac{G_n}{\frac{L}{2}} dx = \frac{D_K}{L} dx.$$

Тогда

$$\Delta t_x = \frac{\pi d_{\text{BH}} L k'}{D_K c_p^{\text{per}}} (t_n^{\text{per}} - t_B^{\text{до пер}}) \left[e^{-\frac{4 k' x}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}} + e^{-\frac{4 k' (L-x)}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}} \right]. \quad (29)$$

Для всего пароохладителя распределение снижения температуры пара по длине камеры будет иметь вид:

$$\Delta t_x^{\text{per}} = \frac{H' k' (t_n^{\text{per}} - t_B^{\text{до пер}})}{D_K c_p^{\text{per}}} \left[e^{-\frac{4 k' x}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}} + e^{-\frac{4 k' (L-x)}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{BH}}}} \right], \quad (29a)$$

где $H' = \pi d_{\text{BH}} L n$ — общая поверхность одного пароохладителя, подсчитанная по внутреннему диаметру труб¹ (n — число змеевиков).

На рис. 102 представлены кривые распределения снижения температуры пара вдоль трубы для различного расхода воды через пароохладитель (10, 20, 30 и 38%) при нагрузке котла 130 и 160 т/час, построенные по формуле (29a).

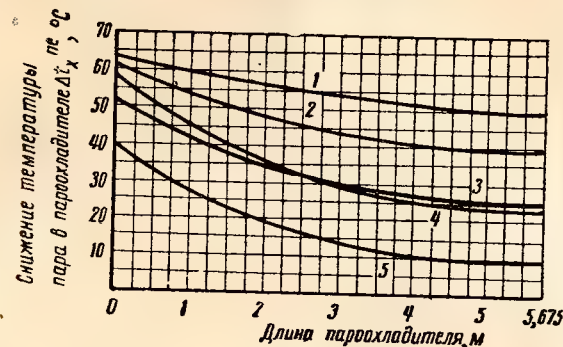


Рис. 102. Изменение снижения температуры пара по длине пароохладителя котла КО-IV-200 в зависимости от расхода воды через пароохладитель:
 1 — $D_K = 160$ т/час, $d_{\text{per}} = 38\%$; 2 — $D_K = 160$ т/час, $d_{\text{per}} = 30\%$; 3 — $D_K = 160$ т/час, $d_{\text{per}} = 20\%$; 4 — $D_K = 130$ т/час, $d_{\text{per}} = 20\%$; 5 — $D_K = 160$ т/час, $d_{\text{per}} = 10\%$. При расчете принято: $t_n^{\text{нас}} = 240^\circ$; $t_B^{\text{до пер}} = 130^\circ$.

Расход воды в 38% при нагрузке котла 160 т/час соответствует максимальной скорости в 2,3 м/сек, имевшей место при испытаниях.

Величины коэффициента теплопередачи k' получены путем пересчета опытных значений коэффициента теплопередачи k , определенного для поверхности нагрева по среднему диаметру, на внутренний диаметр труб, т. е.

$$k' = \frac{d_n + d_{\text{BH}}}{2d_{\text{BH}}} = 1,16 k \text{ (диаметр труб 25/19 мм).}$$

¹ Формулы по неравномерности распределения температур впервые были выведены С. С. Кутателадзе.

Общий вид теоретических кривых и порядок полученных величин снижения температуры пара по длине камеры достаточно близко совпадают с экспериментальными кривыми.

Таким образом, в результате работы пароохладителя действительно должна иметь место значительная неравномерность температуры перегретого пара по длине камеры.

Величину этой неравномерности можно характеризовать коэффициентом неравномерности θ , определяемым по формуле

$$\theta = \frac{\Delta t_{\text{макс}}^{\text{пе}} - \Delta t_{\text{мин}}^{\text{пе}}}{\Delta t_{\text{ср}}^{\text{пе}}} \cdot 100 = \frac{\Delta t_{x=0}^{\text{пе}} - \Delta t_{x=L/2}^{\text{пе}}}{\Delta t_{\text{ср}}^{\text{пе}}} \cdot 100\%, \quad (30)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{пе}}$ — среднее снижение по длине камеры:

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{пе}} = \frac{\int_0^{L/2} \Delta t_x^{\text{пе}} dx}{\frac{L}{2}}, \quad (30a)$$

которое может быть приведено к уже встречавшемуся ранее выражению (17a) для $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{п}}$, т. е.

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{пе}} = \Delta t_{\text{в}}^{\text{рег}} = \frac{d_{\text{рег}} c_{\text{в}} (t_{\text{в}}^{\text{п.рег}} - t_{\text{в}}^{\text{до.рег}})}{100 c_{\text{р}}^{\text{рег}}},$$

где $d_{\text{рег}}$ — доля расхода воды через пароохладитель, % от нагрузки котла.

Подставив в формулу (29a) соответствующие значения x , получим окончательно:

$$\theta = \frac{H_{\text{рег}} k' (t_{\text{н}}^{\text{рег}} - t_{\text{в}}^{\text{до.рег}})}{D_{\text{к}} c_{\text{р}}^{\text{рег}} \Delta t_{\text{ср}}^{\text{пе}}} \left(1 - e^{-\frac{2k'U}{w_{\text{в}} c_{\text{в}} \gamma_{\text{в}} c_{\text{п}}}} \right)^2 \quad (30b)$$

или в виде:

$$\theta = \beta \frac{1 - e^{-\beta}}{1 + e^{-\beta}} \cdot 100\%,$$

где

$$\beta = \frac{2k'L}{w_{\text{в}} c_{\text{в}} \gamma_{\text{в}} d_{\text{вн}}}. \quad (30в)$$

На рис. 103 показана зависимость коэффициента неравномерности снижения температуры пара θ от скорости и расхода воды через регулятор.

Для сравнения теоретических и экспериментальных результатов пришлось прибегнуть к приближенному методу определения снижения температуры пара вдоль регулятора — по разности измеренных температур по концам камер до регулятора перегрева и на выходе перегретого пара.

Как видно из кривой, экспериментальные точки близки к теоретическим, однако лежат значительно выше. Это превышение объясняется тем, что неравномерность, полученная в пароохладителе, была увеличена газовой неравномерностью второй части (по ходу пара) змеевиков пароперегревателя, которая не зависит от скорости воды через регулятор и поэтому не меняет общего вида кривой.

Из рис. 104, на котором приведены кривые снижения температуры пара по длине распрямленного змеевика, снижения во второй части змеевиков и общего снижения по длине камеры, видно, что вторая часть змеевиков (петель) дает некоторое уменьшение неравномерности, но полностью ее не уничтожает.

Для определения температуры воды после регулятора $t_{\text{в}}^{\text{п.рег}}$, а также расхода воды, при котором наступает закипание, на рис. 105 дана кривая, построенная по формуле (27), после подстановки в нее $x = L$ для параметров, которые имелись при испытаниях регулятора:

$$t_{\text{н}}^{\text{рег}} - t_{\text{в}}^{\text{п.рег}} = (t_{\text{н}}^{\text{рег}} - t_{\text{в}}^{\text{до.рег}}) e^{-\frac{4k'L}{w_{\text{в}} c_{\text{в}} \gamma_{\text{в}} d_{\text{вн}}}}. \quad (27a)$$

Уже при скорости воды 0,55 м/сек ($d_{\text{рег}} = 12,5\%$ при $D_{\text{к}} = 130 \text{ т/час}$ и $d_{\text{рег}} = 10\%$ при $D_{\text{к}} = 160 \text{ т/час}$) разность между температурой воды на выходе и температурой кипения составляет 1° . По-видимому, при этих условиях пленка конденсата на поверхности водяных труб исчезает и процесс теплоотдачи от пара к воде происходит, как от газа к стенке. Поэтому на указанном участке кривая проведена пунктиром.

В заключение нельзя не отметить, что абсолютная неравномерность снижения температуры пара в испытанном регуляторе

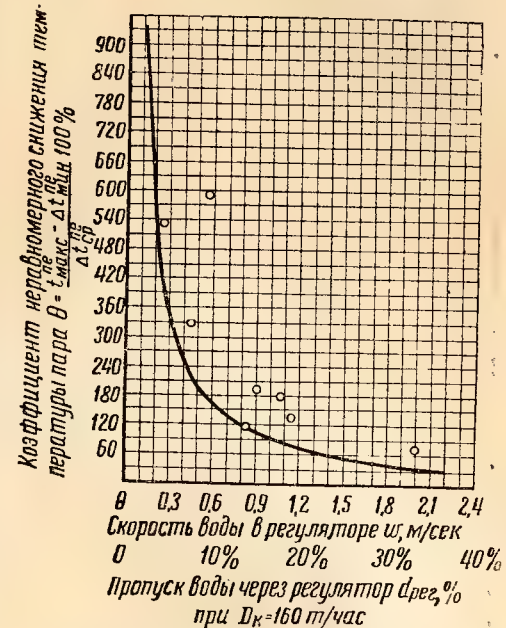


Рис. 103. Зависимость коэффициента неравномерности снижения температуры пара от скорости и пропуска воды через пароохладитель:

— теоретическая кривая; о опытные точки при $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{пе}}$ по тепловосприимчивости воды ($\Delta t_{\text{в}}^{\text{рег}}$)

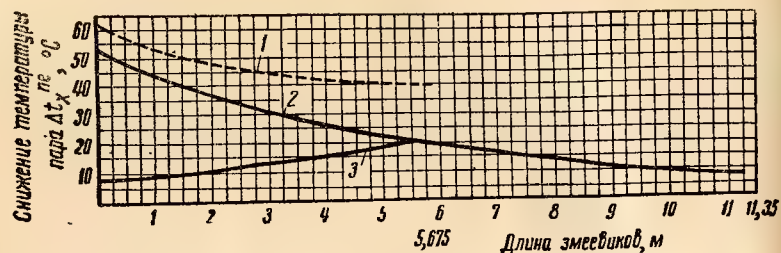
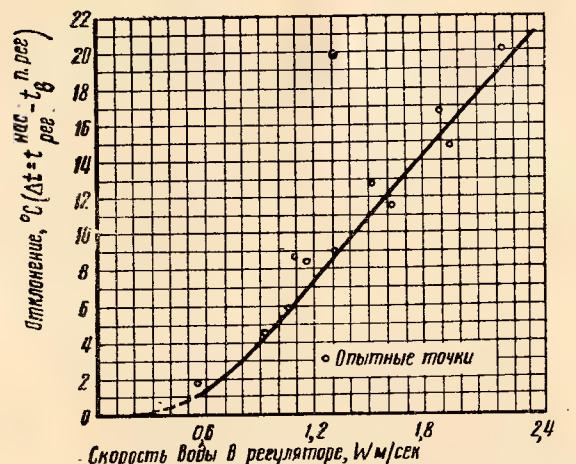


Рис. 104. Снижение температуры пара по длине змеевиков пароохладителя:

($D_k = 160 \text{ т/час}$, $d_{\text{рег}} = 30\%$, $t_{\text{в до рег}} = 130^\circ$):
 1 — общее снижение по длине камеры; 2 — снижение вдоль змеевиков; 3 — снижение во второй ступени змеевиков



Пропуск воды через регулятор, % от нагрузки котла $d_{\text{рег}}$
 при $d_k = 130 \text{ т/час}$ 12.5 25 37.5 50
 при $d_k = 160 \text{ т/час}$ 10 20 30 40

Рис. 105. Отклонение температуры воды на выходе из пароохладителя от точки кипения при различном пропуске воды через пароохладитель:

$$\Delta t = (t_{\text{рег}}^{\text{нас}} - t_{\text{в до рег}}^{\text{до}}) e^{-\frac{4 \kappa L}{w_{\text{в}} c_{\text{в}} \gamma_{\text{в}} d_{\text{в}}}}$$

при $t_{\text{рег}}^{\text{нас}} - t_{\text{в до рег}}^{\text{до}} = 100^\circ$

перегрева при нормальной нагрузке котла (160 т/час) и температуре питательной воды 130° при 30% пропуска через него питательной воды составляет 21° по концам пароохладителя. При этом среднее снижение перегрева $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{рег}}$ равно 46° .

Учитывая соотношение теплоемкости пара в камерах регулятора и перегретого пара и коэффициент 0,75 для результирующего снижения, находим, что превышение максимальной температуры перегретого пара над средней составит всего около $6-8^\circ$; если при этом не будет значительной дополнительной неравномерности температур по газовой стороне, то такое повышение является приемлемым.

Б. Мероприятия по уменьшению неравномерности и по предупреждению расстройств вальцовочных соединений

Уменьшение неравномерности снижения температуры пара, создаваемой пароохладителем, можно обеспечить следующим образом.

1. Для новых котлов любой мощности следует проектировать регуляторы перегрева с пропуском большего количества воды через пароохладитель на каждый градус снижения температуры пара. Равномерное снижение температуры пара достигается в этом случае при уменьшенной поверхности нагрева пароохладителя.

При пропуске большого количества воды ее следует возвращать в трубопровод перел водяным экономайзером или в промежуточный коллектор во избежание чрезмерного кипения воды в змеевиках экономайзера. На участке ввода воды из пароохладителя в трубопровод должен быть установлен смеситель.

2. Для котлов малой и средней мощности, где ширина котла невелика, неравномерность снижения температуры может быть уменьшена при установке одного коллектора по ширине котла, но с двумя пароохладителями (с каждой стороны котла), чтобы уменьшить длину змеевиков пароохладителя.

Почти полное устранение неравномерности снижения температуры достигается при установке одного коллектора по ширине котла, но при подводе воды с двух сторон и длине змеевиков пароохладителя, близкой к ширине котла.

В случае выполнения поверхности охлаждения из петлеобразных труб неравномерность снижения температуры будет меньше, чем при прямых трубах.

3. Выравнивание неравномерности снижения температуры может быть также достигнуто при установке продольной перегородки в камере пароохладителя с разной высотой по ее длине: при входе в коллектор большая высота с постепенным уменьшением ее к середине котла. В этом случае поток пара будет перемещаться к концу коллектора, в результате чего получится некоторая неравномерность поступления пара по длине коллектора, что приведет к выравниванию температуры пара по длине.

Опыт эксплуатации котлов с поверхностными пароохладителями показал, что разрывы труб перегревателя из-за неравномерности температуры пара и чрезмерно высокой температуры трубок при давлении пара до 35 ати почти не имели места.

Основными неполадками являлись расстроя вальцовочных соединений змеевиков перегревателя с камерой пароохладителей вследствие разницы в термических расширениях тела камеры, нагреваемой перегретым паром, и тонкой стенки трубы, охлаждаемой переохлажденным конденсатом; последний периодически отрывается в виде капель от пленки на трубах пароохладителя и попадает в трубки перегревателя.

В первую очередь и в большей степени при этом страдают первые трубки, в которые в основном попадает конденсат, образующийся в так называемой мертвой зоне пароохладителя — от крышки до первого ряда трубок.

Принятая в практике установка поперечной перегородки на трубном пучке пароохладителя в районе первого змеевика не дает необходимого эффекта, так как эта перегородка не может быть выполнена плотной, а потому часть пара просачивается через зазор и конденсируется. Радикальным средством против расстроя вальцовочных соединений этих труб является установка щита, отводящего образующийся конденсат из этой зоны в глубь камеры.

Некоторое значение в данном случае имеет также температура пара в пароохладителе. При расположении пароохладителя в области небольшого перегрева пара, как это имело место на котле КО-IV-200, где, по данным испытаний, температура пара при входе в камеру пароохладителя составляла 280—310°, расстроя вальцовочных соединений наблюдались лишь в единичных случаях, в период наладки, и только в одной камере. На многих других котлах ЛМЗ такого рода расстроя совсем не было.

Наилучшим средством для предупреждения расстроя вальцовочных соединений является создание конструкции, обеспечивающей завершение процесса снижения перегрева в самой камере регулятора, и защита мест вальцовок от непосредственного попадания на них капель переохлажденного конденсата, отрывающихся от пленки.

Схематически такая конструкция для трех поворотов изображена на рис. 106. Пар поступает сверху или сбоку камеры и, проходя ее в три или четыре хода, выходит снизу камерой. Вест пучок труб пароохладителя окружен снизу щитом, улавливающим капли конденсата, отрывающиеся от пленки на трубах. Перегретый пар, делая в камере три или четыре оборота вместо обычных двух, превращает выпавшую влагу в пар и, смешиваясь с последним, приобретает конечную температуру.

Проведенные испытания показали, что и в осуществленных конструкциях с двумя поворотами по пути пара процесс сниже-

ния температуры почти полностью заканчивается в камере пароохладителя. Если даже получится некоторый избыток конденсата, не успевший испариться, то, не имея возможности попасть непосредственно в трубки, он нагреется по пути до температуры насыщения.

Первая перегородка в камере регулятора может быть одновременно использована для перемешивания пара, что ликвидирует последствия газовой неравномерности в первой части перегревателя по ходу пара.

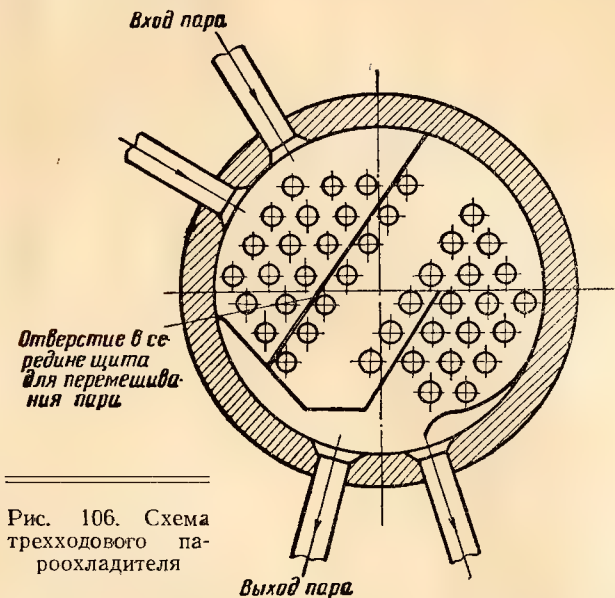


Рис. 106. Схема трехходового пароохладителя

Для предупреждения расстроя вальцовочных соединений на одном из котлов Подольского завода была запроектирована установка в камере пароохладителя щитов и дефлекторов, улавливающих конденсат и подающих его непосредственно в змеевики короткими патрубками ниже вальцовочных поясов. При этом конденсат не попадает ни на тело корпуса, ни на змеевики в пределах вальцовочного пояса, вследствие чего ликвидируется первопричина появления неплотностей.

Недостатком данной конструкции является трудность изготовления щитка с большим числом отростков против центров труб.

Все эти мероприятия реализованы в последних конструкциях пароохладителей БКЗ (см. рис. 80), в которых к тому же змеевики приварены к коллекторам и имеют защитные рубашки. В этих конструкциях расстройство вальцовочных соединений не имеет места. Выполнение защитных рубашек является даже излишним.

3. НЕРАВНОМЕРНОСТЬ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР В ЗМЕЕВИКАХ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ПАРООХЛАДИТЕЛЯМИ, УСТАНОВЛЕННЫМИ В СУХОПАРНИКЕ ИЛИ В КАМЕРЕ НАСЫЩЕННОГО ПАРА

Снижение температуры перегретого пара при установке пароохладителей на стороне насыщенного пара, в сухопарнике или в камере насыщенного пара происходит только за счет конденсации некоторого количества насыщенного пара при охлаждении его трубами пароохладителя, по которым течет питательная вода. Образующийся конденсат попадает вместе с паром из камеры пароохладителя в змеевики пароперегревателя. Равномерность снижения температуры перегретого пара по трубкам пароперегревателя определяется в основном равномерным распределением конденсата по трубкам пароперегревателя.

При подобных пароохладителях выход пара из сухопарника или камеры перегревателя в змеевики после увлажнения его должен быть обязательно осуществлен снизу. При двухрядных змеевиках вход пара в оба ряда должен быть выполнен симметрично относительно оси коллектора и на одной высоте. Особое внимание следует обращать на строго горизонтальную установку сухопарника или коллектора, в которых располагаются пароохладители. Все вальцовочные колокольчики должны быть обязательно одинаковы по высоте; еще лучше развальцовку труб змеевиков пароперегревателя производить без колокольчиков, вплотай.

Принимая, что конденсат, образующийся на том или ином участке, сразу попадает в трубки соответствующих змеевиков, снижение температуры перегретого пара по длине камеры можно определить аналитически по методу, изложенному выше для пароохладителей, расположенных в промежуточной камере пароперегревателя. В действительности происходит растекание конденсата по длине камеры пароохладителя, что при тщательном выполнении указанных требований по установке пароохладителей может обеспечить более равномерное распределение по сравнению с тем, которое получается по аналитическому расчету.

Кроме неравномерности распределения температуры, создаваемой пароохладителями, которая почти для всех змеевиков, кроме нескольких крайних, по абсолютному значению невелика, обычно при эксплуатации бывает дополнительная неравномерность температуры пара за счет неравномерности температуры газа по ширине котла. Последняя связана в основном с неравномерной работой питателей пыли или шахтных мельниц, а отчасти зависит и от аэродинамики топочной камеры. Поэтому для новых конструкций котлов с параметрами пара 39 ата и 450°, особенно для котлов высокого и сверхвысокого давления, необходимо в зависимости от температуры пара производить пере-

мешивание пара в одной или нескольких точках по паровому тракту пароперегревателя. Такое перемешивание способствует ликвидации возможной неравномерности температуры пара при установке пароохладителя на стороне насыщенного пара, а также в случае тепловой неравномерности по газовой стороне.

Промежуточная камера пароперегревателя без перегородок в ней не обеспечивает существенного выравнивания температур по ширине котла.

Детальные исследования распределения температур по змеевикам пароперегревателя, работающего с пароохладителями, установленными в камере насыщенного пара, проведены ЦКТИ и Мосэнерго на котлах высокого давления ТП-230-1 и ТП-230-2 при их работе на различном топливе, ЦКТИ с участием Ленэнерго на котлах ПК-10 при сжигании фрезерного торфа и ЛФ ЦПКБ треста «Энергочермет» на котле БКЗ производительностью 75 т/час при сжигании доменного газа и АШ, а также на котлах ТКЗ Юв-энергочермета с пароохладителями в сухопарнике.

Схема пароперегревателя с пароохладителем, примененная в первых котлах высокого давления типа ТП-230-1, показана на рис. 107. Пар из барабана поступает в камеру пароохладителя по трубам, расположенным по всей ширине котла. Из камеры пароохладителя пар проходит через змеевики, помещенные по всей ширине котла, в промежуточную (без перегородок) камеру. Из этой камеры частично перегретый пар поступает через змеевики, также расположенные по всей ширине котла, в камеру перегретого пара, а из нее по наружным перепускным трубам — в паросборочную камеру. При такой схеме сопротивление всех змеевиков одинаково, что обеспечивает в них равномерное распределение пара.

На рис. 108 приведено (для разных режимов) распределение температуры пара по пароотводящим трубам (стоякам) для котла ТП-230-1 со встречным боковым расположением круглых горелок при сжигании подмосковного угля. При равномерной работе топки и выключенном пароохладителе получается вполне удовлетворительное распределение температур пара по ширине

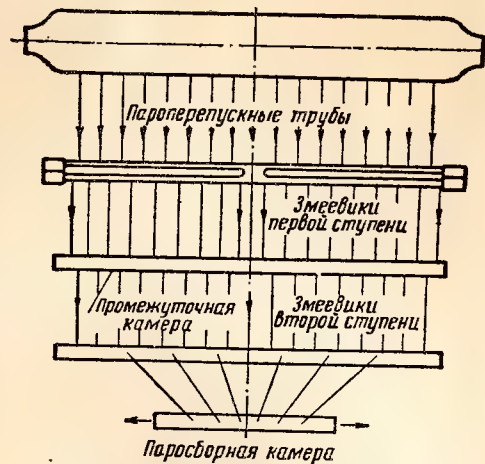


Рис. 107. Схема пароперегревателя котла ТП-230-1

котла. Максимальная температура в отдельных стояках на 15—20° превышает среднее значение в них. При включении пароохладителей распределение температур в стояках № 2—9 также удовлетворительное, а в крайних стояках на 50—70° ниже, чем среднее значение температур пара в стояках; это дополнительно увеличивает превышение максимальной температуры в отдельных стояках над средним их значением на 10—12°. При неравномерной работе топки превышение температур пара в отдельных стояках над средней температурой еще больше.

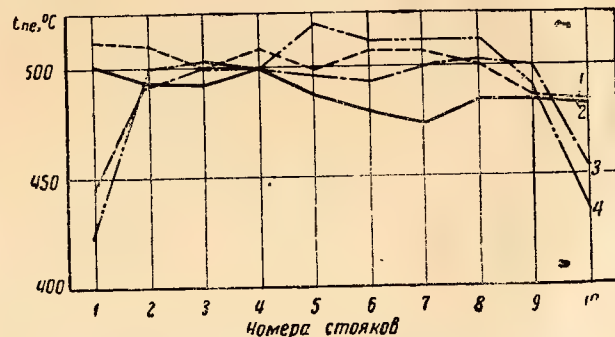


Рис. 108. Распределение температур перегретого пара по паропроводящим трубам (стоякам) котла ТП-230-1: 1 — нагрузка 192 т/час, температура питательной воды 230°, пароохладитель выключен; 2 — то же, 198 т, час, 205°, пароохладитель выключен; 3 — то же, 195 т/час, 195°, пароохладитель включен; 4 — то же, 126 т, час, 108°, пароохладитель включен

Основной причиной понижения температур в крайних стояках является наличие значительного участка в камерах пароохладителя — от торца до крайних змеевиков (около 700 мм в котлах ТП-230-1), — в котором конденсируется пар и образующаяся влага из торцов попадает в крайние змеевики. Понижение температур в крайних змеевиках может быть устранено установкой поддона под пучком труб пароохладителя, куда будет стекать конденсат, который затем может достаточно равномерно распределяться по длине камеры через мелкие отверстия в поддоне.

Некоторое уменьшение конденсации пара на концах камер пароохладителя и попадание конденсата в крайние змеевики получается при выполнении перегородки, устанавливаемой на пучке труб пароохладителя за крайним змеевиком.

На рис. 109 и 110 приведены кривые распределения температур пара по змеевикам и стоякам пароперегревателя котла ТП-230-1 со встречным боковым расположением круглых горелок при сжигании АШ. Котел работал с пониженным давлением на редукционно-охладительную установку РОУ. На левой половине пароперегревателя термодары были установлены на всех змеевиках, а на правой — через два змеевика. При равномерной работе топки (рис. 109) на этом котле также было получено срав-

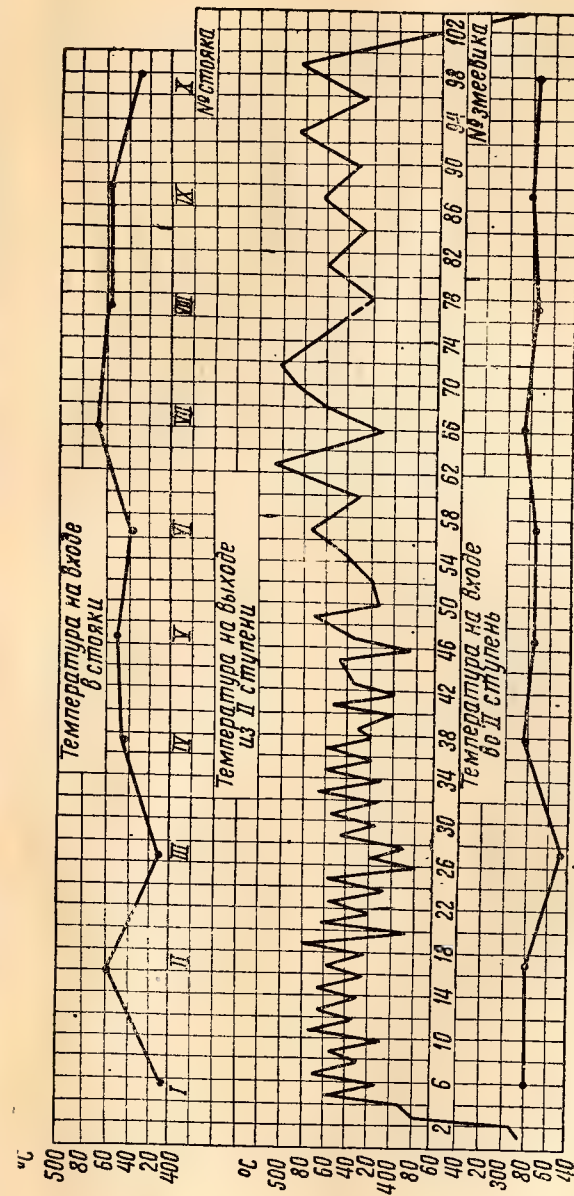


Рис. 109. Распределение температур перегретого пара по змеевикам и стоякам пароперегревателя котла ТП-230-1 с круглыми горелками при равномерной работе топки на АШ;

$$D_K = 169,5 \text{ т/час}; \quad \alpha_{\text{в.п.}} = 1,06; \quad R_{70} = 5,09/\text{с}; \quad \frac{BQ}{V_T} = 98 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{час}; \quad t_{\text{н.в}} = 99^\circ; \quad t_{\text{пп}} = 432^\circ$$

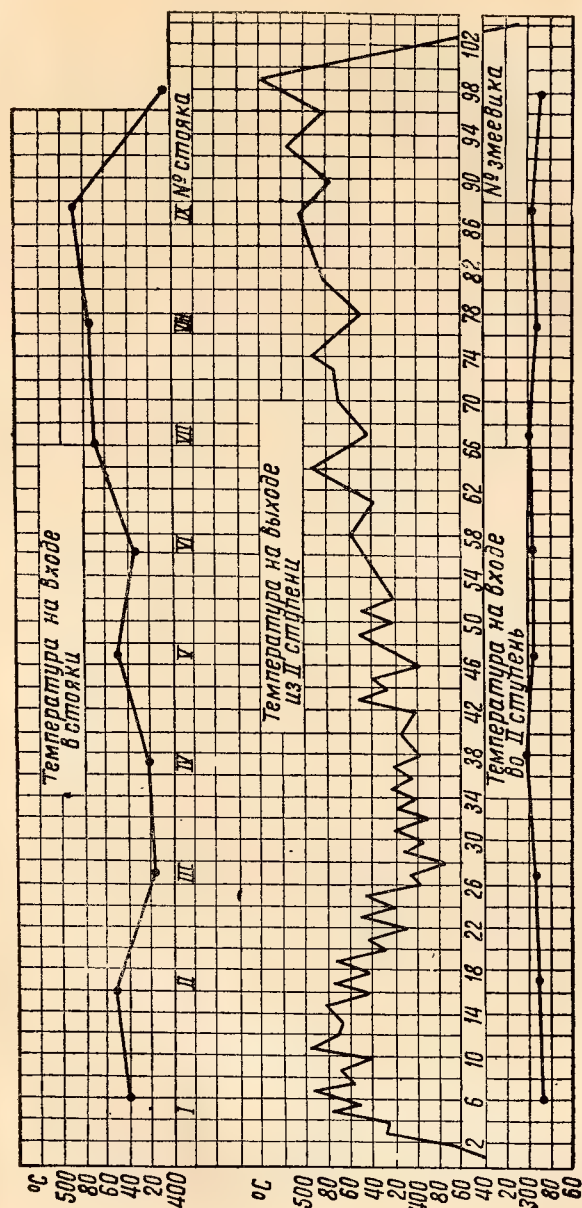


Рис. 110. Распределение температур перегретого пара по змеевикам и стоякам пароперегревателя котла ТП-230-1 с круглыми горелками при неравномерной работе топки на АШ; $D_k = 177,76 \text{ т/час}$; $d_{за пл} = 1,165$; $R_{70} = 4,0\%/^\circ$; $\frac{BQ}{V} = 108 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{час}$; $t_{70} = 109^\circ$; $t_{пл} = 466^\circ$

нительно равномерное распределение температур по змеевикам, за исключением некоторых змеевиков правой стороны и крайних змеевиков, в которых температура значительно ниже. Пониженная температура пара в крайних змеевиках получается за счет резкого снижения температуры пара в концах пароохладителя, а наличие пиков температур в правой половине пароперегревателя вызвано местными условиями — вырезкой соседнего змеевика (№ 70) и повреждением дистанционных гребенок.

На кривых рис. 109 и 110 видна четкая закономерность в разверке температур между четными и нечетными змеевиками, выявленная испытаниями С. Г. Бескина (ЦКТИ). Эта разверка обусловлена фестонированием передних петель второй ступени пароперегревателя котлов ТП-230-1, повлекшим за собой увеличение тепловосприятия выступающих нечетных змеевиков, в которых температура на $35-45^\circ$ выше, чем в четных.

При значительном перекосе температур в топке, связанном главным образом с неравномерной работой питателей пыли, получается значительная неравномерность распределения температур пара по стоякам и змеевикам пароперегревателя.

В табл. 2 приведены максимальные, средние и минимальные температуры по стоякам и змеевикам для пяти характерных режимов работы котла.

Таблица 2

Температура пара по змеевикам котла

Нагрузка котла	Давление пара в магистрали, атм	Результатирующее снижение перегрева парохладителями, $^\circ\text{C}$	Температура пара, $^\circ\text{C}$							
			в змеевиках				в стояках			
			$t_{зм}^{ср}$	$t_{зм}^{макс}$	$t_{зм}^{мин}$	$t_{зм}^{макс} - t_{зм}^{ср}$	$t_{ст}^{ср}$	$t_{ст}^{макс}$	$t_{ст}^{мин}$	$t_{ст}^{макс} - t_{ст}^{ср}$
178	—	—	458	528	297/386*	70	460	485	420	25
170	71,7	52	430	507	276/377	77	442	465	410	23
188	71,7	16	454	522	317/404	68	454	480	420	16
202	77,7	24	437	489	284/395	48	437	460	383	23
178	72,6	—	438	537	312/373	99	445	487	405	42

* Числитель — для всех змеевков, знаменатель — для всех змеевиков, за исключением четырех крайних.

Как видно из этой таблицы, превышение максимальной температуры пара в змеевиках над средней составляет около 70° и доходит при значительной неравномерности в топке до 100° .

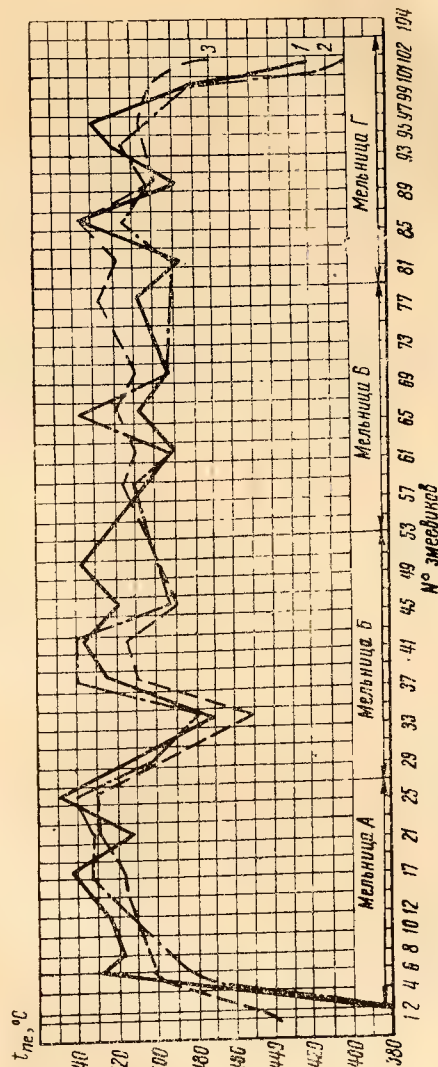


Рис. 111. Распределение температур пара по змеевикам пароперегревателя котла ТП-230-1 с шахтно-мельничной топкой при работе на подмосковном угле:

$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	$D_k, \text{м/час}$	$\alpha_{пе}$	При работе мельниц
100	156	1,31	БВГ
141	177	1,29	АВГ
194	230	1,53	АВВГ

На рис. 111 приведено распределение температур пара по змеевикам пароперегревателя котла ТП-230-1 с шахтно-мельничной топкой. Хотя при этих топках труднее обеспечить равномерное распределение температур на выходе из топки, однако во многих случаях и на этих котлах абсолютное значение превышения максимальной температуры пара в змеевиках над средней обычно находится в тех же пределах, что и на котлах ТП-230-1 со встречным боковым расположением круглых горелок.

Учитывая полученную неравномерность температур пара на котлах ТП-230-1, Таганрогский котлостроительный завод в последующих котлах этой серии, выпущенных под маркой ТП-230-2, осуществил смешение пара, выполнив пароперегреватели по схеме, показанной на рис. 112. Распределение температур пара показано на рис. 113, где видна значительная неравномерность температур по змеевикам (кривые 1, 2 и 3). Наи-

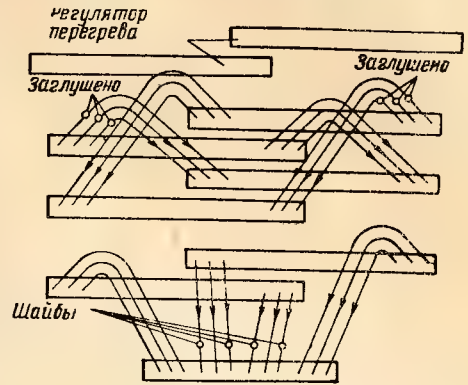


Рис. 112. Схема пароперегревателя котла ТП-230-2

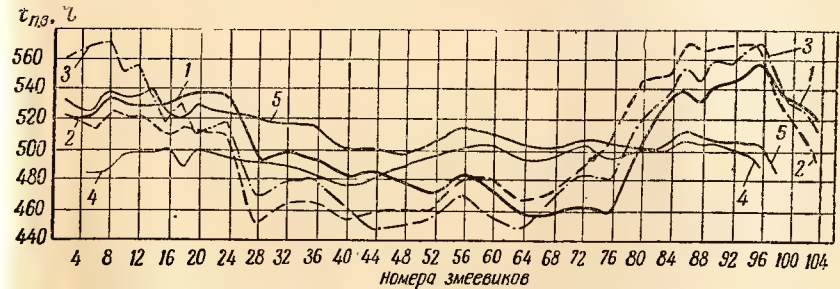


Рис. 113. Распределение температур пара по змеевикам пароперегревателя котла ТП-230-2 с шахтно-мельничной топкой при работе на подмосковном угле:

	$t_{пв}, ^\circ\text{C}$	$D_k, \text{м/час}$	$\alpha_{пе}$	При работе мельниц	
1	100	190	1,27	БВГ	До реконструкции перегревателя
2	145	194	1,21	АВВГ	
3	160	201	1,12	АВВ	
4	100	160	—	АВВ	После реконструкции
5	100	161	—	АВВ	

большая температура пара была в крайних змеевиках пароперегревателя, причем здесь превышение температуры над средней доходило до 60—80°. При больших нагрузках эти змеевики на-

калялись докрасна. Низкая температура в середине второй ступени и высокая в крайних змеевиках получалась вследствие излишнего охлаждения пара по концам пароохладителя, недостаточного смещения пара (по этой схеме) и неравномерной раздачи пара по змеевикам. После того как по предложению завода была заглушена половина перепускных труб между ступенями пароперегревателя, а также были задресселированы средние трубы между коллекторами перегретого пара и сборным коллектором, распределение температур стало более равномерным (рис. 113, кривые 4 и 5), однако и в этом случае разверка температур не может считаться вполне удовлетворительной.

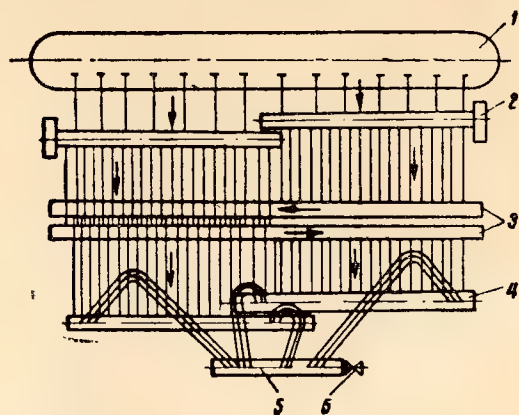


Рис. 114. Схема пароперегревателя котла ТП-230-2 с промежуточным перемешиванием:

1 — барабан; 2 — парохладители; 3 — промежуточные камеры; 4 — камеры перегретого пара; 5 — паросборная камера; 6 — главная парозапорная задвижка

При выборе схем пароперегревателя следует иметь в виду, что неравномерность распределения температур пара по змеевикам пароперегревателя вследствие перекоса температур газа по ширине котла зависит от величины перегрева на данном участке пароперегревателя и ширины котла, на которой он расположен. Поэтому для получения минимальной разверки температур для мощных котлов целесообразно увеличивать число перемешиваний пара и располагать змеевики пароперегревателя каждого участка на части ширины котла, осуществляя по ширине котла несколько пакетов с различным потоком пара.

В последующем для достижения более равномерного распределения температур по отдельным змеевикам на указанном котле ТП-230-2 с шахтными мельницами пароперегреватель был реконструирован и выполнен по схеме, показанной на рис. 114.

При этой схеме пар, проходящий по змеевикам одной стороны котла (левой), перемешивается в промежуточном коллекторе и проходит в змеевики другой стороны котла (правой). При таком перемешивании практически выравнивается температура при входе в змеевики второй ступени. Разверка температур по отдельным змеевикам составила 2—3°, что находится в пределах точности измерений [14].

Распределение температур по отдельным змеевикам на выходе из второй ступени значительно улучшилось. Превышение температур в отдельных стояках пара над средней стало небольшим и определялось величиной не более 10°, а в отдельных змеевиках — около 15—20°.

В дальнейшем эта схема стала применяться ТКЗ для котлов ТП-230-2, ТП-230-3 и других.

Уменьшения неравномерности распределения температур в змеевиках пароперегревателя котлов типа ТП-230-2, в которых перемешивание пара осуществлено в одном месте, можно достигнуть путем изменения месторасположения перемешивающих коллекторов. При этом следует увеличивать поверхность нагрева первой по ходу пара части пароперегревателя до величины, обеспечивающей надежную работу змеевиков из углеродистой стали, что, с учетом обычной разверки температур, соответствует температуре пара порядка 400°. Соответственно уменьшается тепловосприятие второй части пароперегревателя и разверка конечной температуры пара. Такое мероприятие осуществляется в последних конструкциях котлов высокого давления ТКЗ.

На рис. 115 показана конструкция пароперегревателя и его схема для котла высокого давления Подольского завода типа ПК-10 [50]. Из барабана котла пар подводится в камеру насыщенного пара, в которой размещен пароохладитель, при помощи 103 труб, равномерно расположенных по ширине котла. Пароперегреватель состоит из 104 двойных змеевиков, помещенных по всей ширине котла, по которым пар проходит из камеры 1 в камеру 2; вторая ступень перегревателя смешанного тока состоит из двух боковых пакетов по 28 двойных змеевиков, расположенных с каждой стороны котла, а третья ступень представляет собой один средний пакет, состоящий из 48 двойных змеевиков. Выходная камера 2 первой ступени пароперегревателя соединяется с входными камерами 3 боковых пакетов второй ступени десятью трубами диам. 108/90 мм, причем для выравнивания температур они переброшены с одной стороны котла на другую. Из этих боковых пакетов пар поступает в наружные участки камеры 4, откуда он направляется в среднюю часть этой камеры, перемешивается и подается в средний последний пакет пароперегревателя, а из него — в выходную камеру 5.

Таким образом, в данном пароперегревателе выполнено перемешивание пара в двух местах по ходу пара: в соединительных трубах между камерами 2 и 3 с перебросом пара с одной

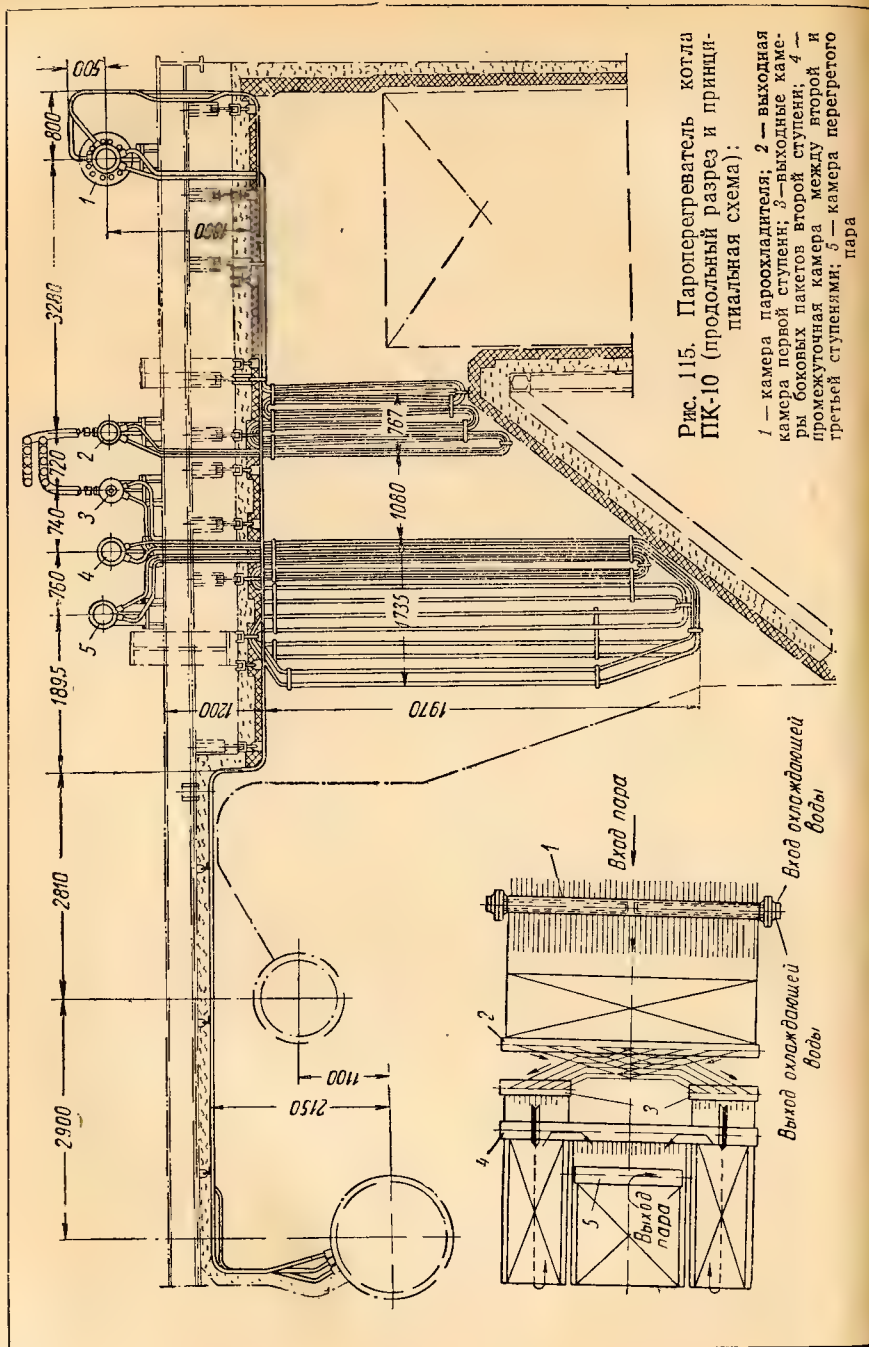


Рис. 115. Пароперегреватель котла ПК-10 (продольный разрез и принципиальная схема);

1 — камера парохладителя; 2 — выходная камера первой ступени; 3 — выходные камеры боковых пакетов второй ступени; 4 — промежуточная камера между второй и третьей ступенями; 5 — камера перегретого пара

стороны пароперегревателя на другую и в камере 4. Для уменьшения неравномерности температуры пара на выходе пара перемешивание производится на участке, где оставшаяся часть пароперегревателя обеспечивает тепловосприятие лишь около 20—25% от общего количества тепла, передаваемого пару. Последняя часть пароперегревателя занимает 42% ширины котла.

Распределение температур пара по змеевикам на различных участках пароперегревателя котла ПК-10 с шахтными мельницами при его работе на фрезерном торфе и различном сочетании работающих мельниц приведено в табл. 3 (по данным испытаний ЦКТИ с участием Ленэнерго).

На рис. 116—118 показаны кривые распределения температур пара по змеевикам и стоякам и температур газа за пароперегревателем для трех наиболее характерных режимов.

Из табл. 3 и рис. 116—118 видно, что при работе четырех и трех мельниц температура пара на выходе из змеевиков пароперегревателя получается достаточно равномерной при значительной неравномерности температуры газов за пароперегревателем. Превышение максимальной температуры над средней обычно не превышает 20°.

Следует заметить, что в данном пароперегревателе применение перемешивания при переходе из первой ступени во вторую с помощью переброса пара через большое число труб не является наиболее совершенным методом. Как видно из табл. 3 и рис. 116 и 117, даже при работе четырех-трех мельниц температура пара на выходе из второй ступени у камеры 4 получается неравномерной. Превышение максимальной температуры над средней доходит до 67°. Наблюдаются также значительные провалы температур, но они приходится на те змеевики, в которые попадает пар из крайних змеевиков первой части пароперегревателя, имеющих пониженную температуру. В последних более низкая температура связана с большим снижением температуры пара по концам парохладителя, присущим этому типу парохладителей.

При значительном перекосе температур газа в случае необходимости работы на двух шахтных мельницах (табл. 3 и рис. 118), даже на выходе из пароперегревателя, превышение максимальной температуры над средней составляет 23—45°, что уже нельзя считать удовлетворительным; однако такой режим является нехарактерным и имеет место лишь в аварийных случаях.

Более эффективное перемешивание происходит в одной трубе, как это конструктивно осуществлено (см. рис. 42, 45) для впрыскивающих парохладителей.

Хорошее перемешивание получается также в сечении камеры 4 в месте перехода пара из боковых участков к середине перед поступлением пара в змеевики третьей ступени пароперегревателя. Температуры на входе в змеевики среднего пакета (третья ступень) имеют незначительную разверку. Здесь превышение

максимальной температуры над средней обычно бывает не более 11° , за исключением опыта (см. табл. 3, мельница БВ), не являющегося характерным, когда работали две рядом стоящие мельницы.

Опыт длительной эксплуатации и исследование работы пароперегревателя котла ПК-10 показывают, что при осуществлении двойного перемешивания пара и других конструктивных приемов

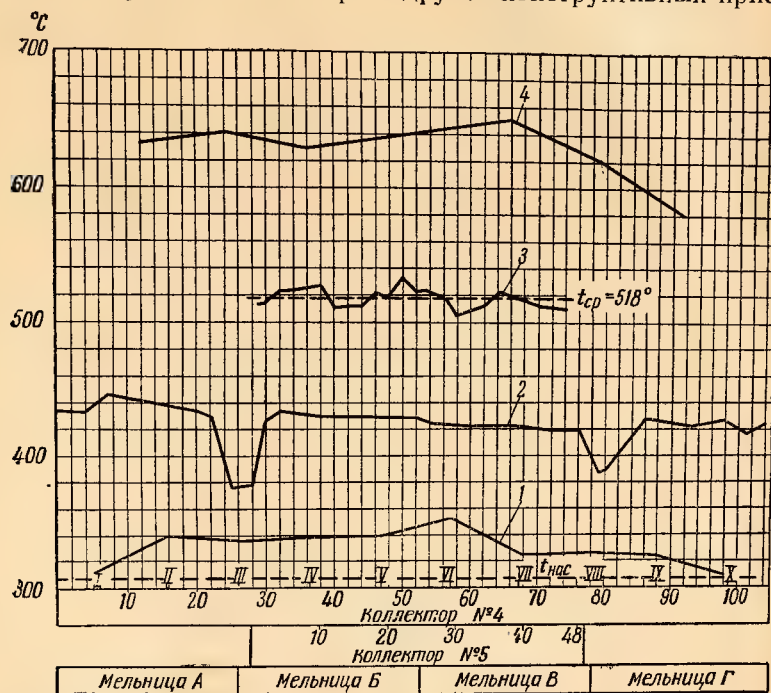


Рис. 116. Распределение температуры пара по стоякам и змеевикам пароперегревателя и температуры газа за пароперегревателем котла ПК-10; $D_{пе} = 174$ т/час; $D_{рег} = 100$ т/час; $d_{рег} = 57,5\%$; работают 4 мельницы; $t_{нас} = 307^\circ$.

1 — температура пара в стояках между первой и второй ступенями пароперегревателя; 2 — температура пара в змеевиках у четвертого коллектора; 3 — температура в выходных змеевиках у пятого коллектора; 4 — температура газа за пароперегревателем

для достижения равномерности распределения температуры пара по змеевикам пароперегревателя удастся устранить недопустимую по размерам разверку температур по отдельным змеевикам, присущую многим конструкциям пароперегревателей; это дает возможность разрешить проблему обеспечения надежного температурного режима труб пароперегревателей котлов высокого давления. Рассмотренная схема пароперегревателя, предложенная для котлов ПК-10, может быть рекомендована для широкого внедрения в котлах высокого давления.

На одном котле БКЗ, реконструированном Ювэнергочерметом для сжигания угольной пыли и доменного газа (производительность 75 т/час при давлении 33 ата, расчетная температура перегретого пара 420°), с пароохладителем поверхностью нагрева 14 м², расположенным в камере насыщенного пара, при работе на угольной пыли наблюдались аварии с пароперегревателем из-за расстройств вальцовок и вырывания змеевиков из выходного коллектора пароперегревателя.

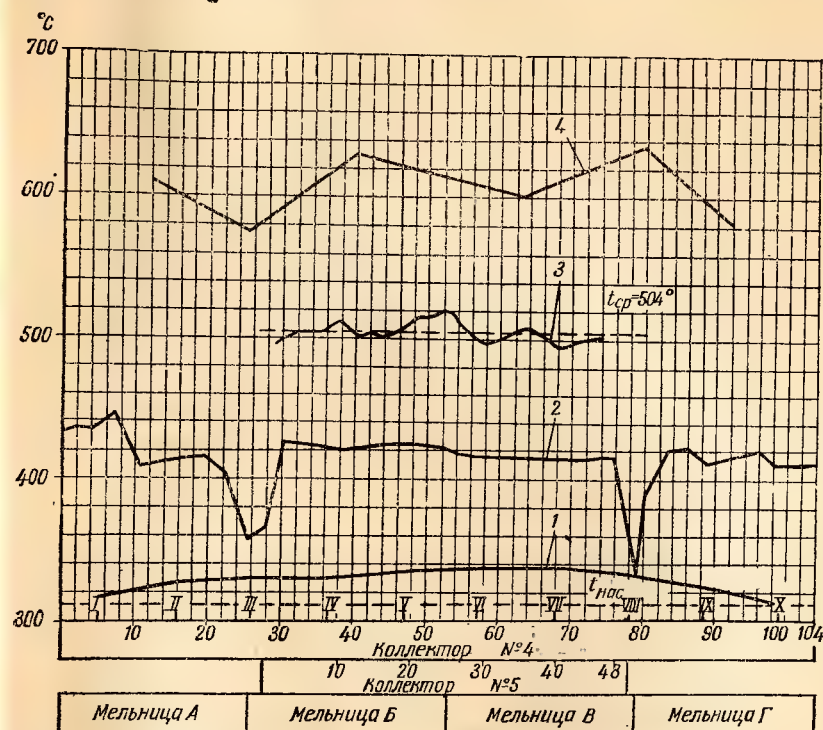


Рис. 117. Распределение температур пара по стоякам и змеевикам пароперегревателя и температуры газа за пароперегревателем котла ПК-10; $D_{пе} = 146$ т/час; $D_{рег} = 60,3$ т/час; $d_{рег} = 41,3\%$; работают 3 мельницы АБВ; $t_{нас} = 310^\circ$.

1, 2, 3 и 4 — то же, что и для рис. 116

Произведенное ЛФ ЦПКБ треста «Энергочермет» (А. В. Москалевым и П. П. Воротынцевым при участии автора) исследование работы пароперегревателя [51] показало, что причиной аварий является значительная неравномерность распределения температур пара по отдельным змеевикам при повышенной температуре пара на выходе из пароперегревателя. При температуре пара в общем паропроводе $430-440^\circ$ в отдельных средних змее-

виках она доходила до 540° , а в крайних змеевиках — до 210 — 220° ; наивысшая температура наблюдалась в змеевиках, парных с вырезанными и оставленными в газоходах, или в соседних с ними, что происходит за счет радиации висящих в газоходе «мертвых» раскаленных змеевиков.

Низкая температура в крайних змеевиках связана с ранее описанным переохлаждением пара при входе воды в парохла-

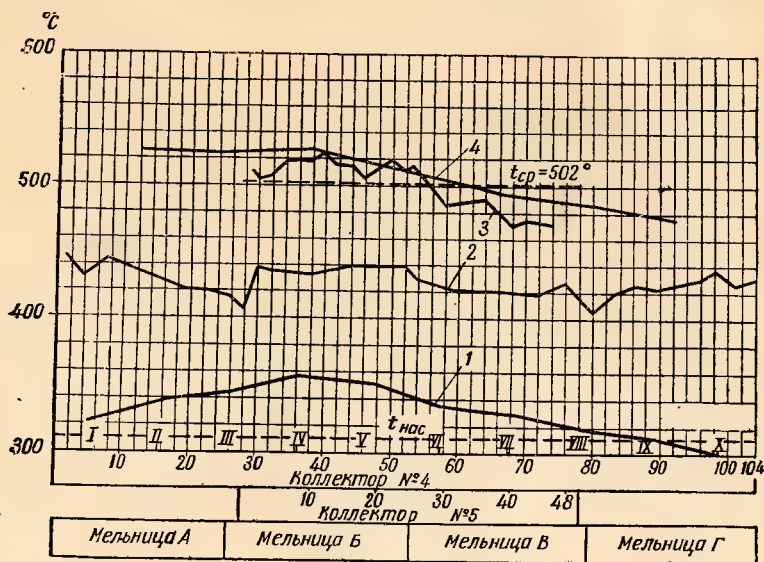


Рис. 118. Распределение температур пара по стоякам и змеевикам пароперегревателя и температура газа за пароперегревателем котла $D_{пе} = 75,4$ т/час; $D_{рег} = 14,3$ т/час; $d_{рег} = 19\%$; работают 2 мельницы БГ; $t_{нас} = 310^{\circ}$; 1, 2, 3 и 4 — то же, что и для рис. 116

дители. Приближенные расчеты показывают, что в данном случае при расстоянии от трубной доски парохладителя до первого змеевика в 670 мм влажность пара, поступающего в крайние змеевики, составляет 60% при средней влажности пара на входе в змеевики 12,7%.

Наличие этого явления проверялось путем дренирования концов входного коллектора пароперегревателя для удаления из него конденсата. Прекращение дренирования вызывало снижение температуры пара в крайних отводах перегретого пара на 60° .

Следует заметить, что этот метод дренирования концов коллектора может быть рекомендован в качестве временного и паллиативного решения для уменьшения излишней влажности в крайних змеевиках пароперегревателя.

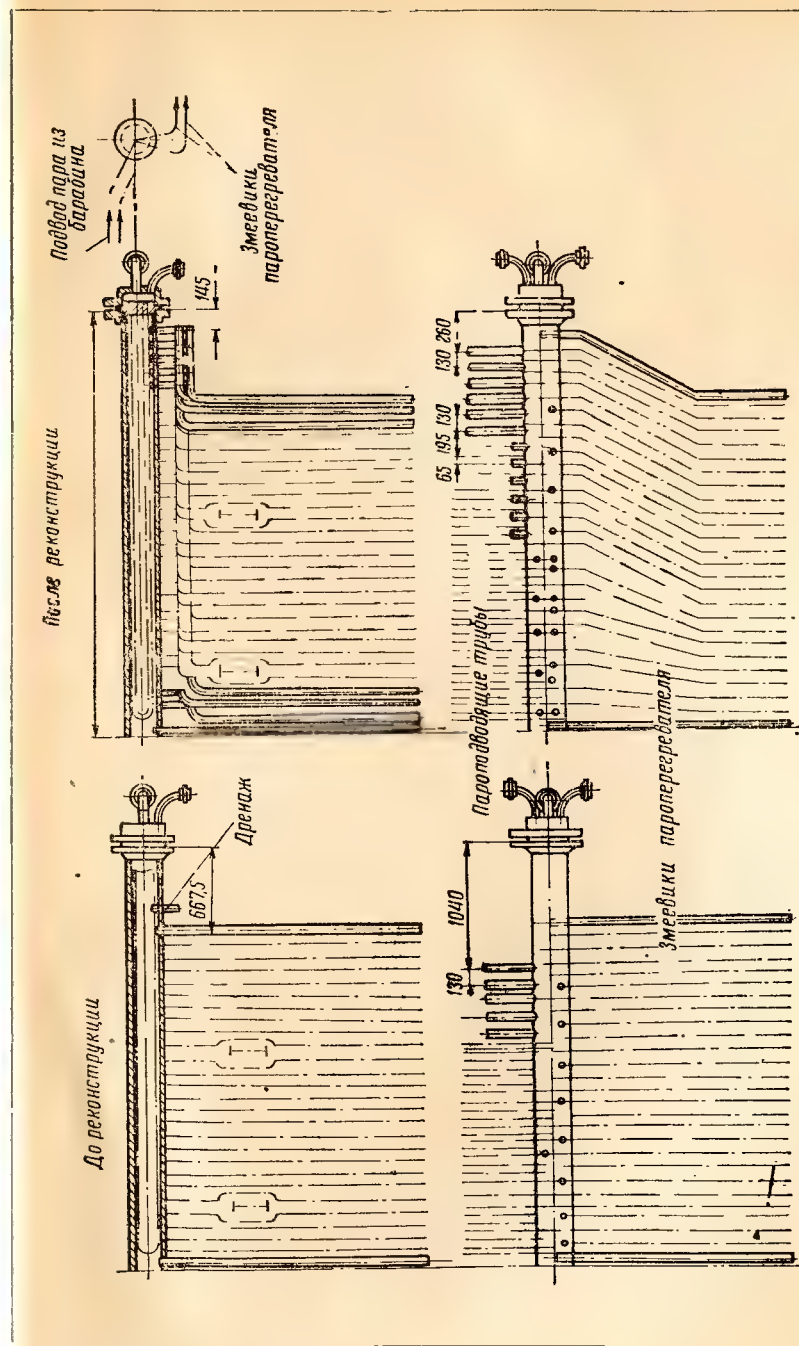


Рис. 119. Входной коллектор с парохладителем пароперегревателя котла БКЗ производительностью 75 т/час до и после реконструкции; О — заглушенные отверстия во входном коллекторе пароперегревателя. Расстояние от трубной доски парохладителя до последнего змеевика (длина мертвой зоны парохладителя) до реконструкции 667,5 мм, после реконструкции 145 мм

Появление трещин в выходном коллекторе пароперегревателя между 6-, 7- и 8-м очками против первого отвода пара связано с термическими напряжениями в этом участке из-за встречи двух потоков пара: влажного из конца коллектора и перегретого до 450—480° — из средней части коллектора.

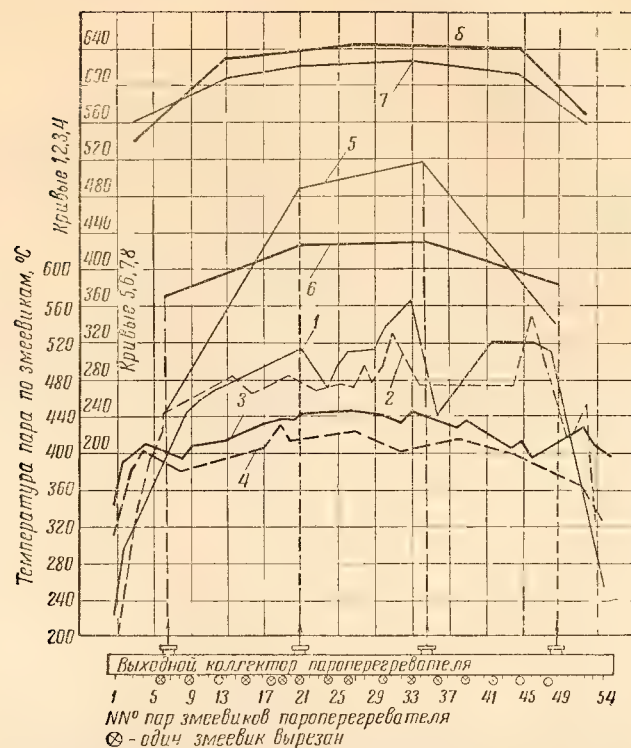


Рис. 120. Распределение температур пара и газа в пароперегревателе котла БКЗ производительностью 75 т/час до и после реконструкции:

1 — температура пара в наружных змеевиках пароперегревателя до реконструкции; 2 — то же, во внутренних змеевиках; 3 и 4 — то же в наружных и внутренних змеевиках после реконструкции; 5 и 6 — температура пара в лабоотводящих трубах до и после реконструкции; 7 и 8 — температура газов за пароперегревателем до и после реконструкции

Для уменьшения этой неравномерности температуры пара была проведена реконструкция пароперегревателя с равномерным размещением пароподводящих труб и змеевиков пароперегревателя по длине входного коллектора пароперегревателя (рис. 119). Одновременно была уменьшена общая поверхность нагрева пароперегревателя путем закорачивания двух петель и из газохода удалены вырезанные ранее змеевики.

После осуществления указанных мероприятий неравномерность распределения температуры пара несколько снизилась (рис. 120) и аварии пароперегревателя прекратились.

Надо сказать, что и оставшаяся неравномерность распределения температур не может считаться удовлетворительной и вызывается:

а) неравномерностью распределения температур газа по ширине котла при отсутствии перемешивания пара в пределах пароперегревателя; по краям газохода температура газа меньше, чем в середине;

б) наличием газовых коридоров от ранее вырезанных змеевиков;

в) несколько большим тепловосприятием наружных змеевиков, воспринимающих тепло радиацией из топки через межтрубные промежутки фестона.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ ПАРООХЛАДИТЕЛЕЙ

1. Определение поверхности охлаждения парохладителей для котла ТП-230

З а д а н и е

Отределить необходимую поверхность охлаждения парохладителей регулятора перегрева, устанавливаемых в камерах насыщенного пара, для обеспечения снижения температуры перегретого пара на 40° — от 550° до 510° — при пропуске через парохладители питательной воды в количестве 50% от паропроизводительности котла.

Исходные данные и условные обозначения

- D_k — паропроизводительность котла, 230 т/час;
- $p_б$ — давление пара в барабане, 110 ати;
- p_m — давление пара в магистрали, 100 ати;
- $p_{рег}^п$ — давление пара в парохладителе, 107 ати (принимается);
- $p_{рег}^в$ — давление воды в парохладителе, 115 ати (принимается);
- t_n — температура насыщения при $p_{рег}^п$, $315,2^\circ$;
- r — скрытая теплота парообразования, 305,8 ккал/кг при $p_{рег}^п$;
- $t_{в до рег}$ — температура воды до парохладителя, 215° ;
- $t_{в п. рег}$ — температура воды после парохладителя, $^\circ\text{C}$;
- $i_{в до рег}$ — теплосодержание воды до парохладителя, 220,5 ккал/кг;
- $i_{в п. рег}$ — теплосодержание воды после парохладителя, ккал/кг;
- $i_{пе}$ — теплосодержание перегретого пара, ккал/кг;
- v_p — удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;
- v_v — удельный объем воды, $\text{м}^3/\text{кг}$;
- γ_p — удельный вес пара, $\text{кг}/\text{м}^3$;
- γ_v — удельный вес воды, $\text{кг}/\text{м}^3$;
- λ_v — теплопроводность воды, ккал/м · час $^\circ\text{C}$;
- $\Delta t_{в}$ — подогрев воды в парохладителе, $^\circ\text{C}$;
- $\Delta t_{в пер}$ — снижение температуры перегретого пара, определенное по тепловосприятию воды в парохладителе, $^\circ\text{C}$;
- $\Delta t_{рез пер}$ — результирующее снижение температуры перегретого пара, $^\circ\text{C}$;
- $c_p^{пе}$ — средняя удельная теплоемкость перегретого пара в интервале температур $t_{пе}$ и $t_{пе} + \Delta t_{рез пер}$, ккал/кг;
- c_v — средняя удельная теплоемкость воды, ккал/кг;
- $Q_{рег}$ — тепловосприятие одного парохладителя, ккал/час;
- $\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур между паром и водой, $^\circ\text{C}$;

d_n — наружный диаметр змеевиков пароохладителя, 0,025 м;
 $d_{вн}$ — внутренний диаметр змеевиков пароохладителя, 0,019 м;
 $H_{рег}$ — поверхность нагрева одного пароохладителя, 15,5 м²;
 L — средняя длина (развернутая) одного змеевика, 11,35 м;
 n — число змеевиков, 20 штук;
 $\delta_{ст}$ — толщина стенки змеевиков, 0,003 м;
 $F_{п}$ — сечение пароохладителя по паровой стороне (узкое), м²;
 $F_{в}$ — сечение пароохладителя по водяной стороне, 0,00579 м²;
 $d_{рег}$ — пропуск воды через пароохладители, % от D_k ;
 α_1 — коэффициент теплоотдачи от пара к стенке, ккал/м² · час · °С;
 α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, ккал/м² · час · °С;
 $\lambda_{ст}$ — теплопроводность железа, ккал/м · час · °С;
 k — теоретический коэффициент теплопередачи от пара к воде, ккал/м² · час · °С;
 α_0 — коэффициент теплоотдачи от пара к стенке для неподвижного пара, ккал/м² · час · °С;
 δt — разность температур между паром и стенкой, °С;
 θ — относительная неравномерность снижения перегрева, %;
 δ — абсолютная неравномерность снижения перегрева, °С.

Расчетные данные

Расчеты производим при $D_k = 230$ т/час для одного пароохладителя, устанавливаемого на одной из половин котла в камере насыщенного пара.

а. Тепловосприятие пароохладителя:

$$Q_{рег} = 1,7 \cdot 0,5 D_k (i_{пе}^{550} - i_{пе}^{510}) = 1,3 \cdot 0,5 \cdot 230\,000 (837,5 - 813,2) = 3\,640\,000 \text{ ккал/час.}$$

б. Теплосодержание и температура воды на выходе из пароохладителя:

$$t_{в}^{п.рег} = t_{в}^{до рег} + \frac{Q_{рег}}{0,01 d_{рег} \cdot 0,5 D_k} = 220,5 + \frac{3\,640\,000}{0,5 \cdot 115\,000} = 282,8 \text{ ккал/кг.}$$

$$t_{в}^{п.рег} = 270,2^\circ\text{C}$$

в. Средняя логарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_{в}^{п.рег} - t_{в}^{до рег}}{2,3 \lg \frac{t_n - t_{в}^{до рег}}{t_n - t_{в}^{п.рег}}} = \frac{270,2 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 270,2}} = 69,5^\circ\text{C.}$$

г. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде: средняя температура воды

$$t_{в}^{ср} = t_n - \Delta t_{ср} = 315,2 - 69,5 = 245,7^\circ\text{C}$$

средняя скорость воды

$$\omega_{в} = \frac{0,01 d_{рег} \cdot 0,5 D_k v_{в}}{3600} = \frac{0,5 \cdot 115\,000 \cdot 0,001226}{3600 \cdot 0,0057} = 3,44 \text{ м/сек,}$$

$$\alpha_2 = 10700 \cdot 1,12 \cdot 1,74 = 20800 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}^*.$$

* Значение α_2 определяется по номограмме V. При больших скоростях, не показанных на номограмме, α_2 определяется для уменьшенной скорости и умножается на отношение скоростей в степени 0,8. В данном примере α_2 определено по номограмме V для $\omega_{в} = 1,72$ и умножено на $2^{0,8} = 1,74$.

д. Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке α_1 :

$$\alpha_1 = \beta \alpha_0$$

Задаемся величиной $\delta t = 41^\circ$.

По номограмме III: $\alpha_0 = 4150$ ккал/м² · час · °С. Среднее сечение для прохода пара определяем по формуле (9а).

В данном случае расположение труб симметрично относительно вертикальной и горизонтальной осей, поэтому можно определить $F_{п}^{ср}$ только для верхней половины и, кроме того, расстояние между трубами и от труб до стенки камеры для каждого ряда также одинаковое (рис. 121).

$$F_{п}^{ср} = \frac{5,825 \cdot 20}{\frac{2}{0,01 + 2 \cdot 0,0425} + \frac{5}{4 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,0175} + \frac{6}{5 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,0165} + \frac{7}{6 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,075}} = 0,49 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость пара

$$\omega_{п} = \frac{0,5 D_k v_{п}}{3600 \cdot F_{п}} = \frac{215000 \cdot 0,01677}{3600 \cdot 0,49} \approx 1,1 \text{ м/сек,}$$

$$\alpha_0 \omega_{п}^2 = 4150 \cdot 1,1^2 = 5020.$$

Принимаем β по левому графику номограммы III при течении пара сверху вниз: $\beta = 1,2$:

$$\alpha_1 = \beta \alpha_0 = 1,2 \cdot 4150 = 4980 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C.}$$

е. Теоретический коэффициент теплопередачи от пара к воде:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{4980} + \frac{0,003}{40} + \frac{1}{20800}} = 3030 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C.}$$

ж. Необходимая поверхность охлаждения пароохладителя:

$$H_{рег} = \frac{Q_{рег}}{k \Delta t_{ср}} = \frac{3\,640\,000}{3030 \cdot 69,5} = 17,3 \text{ м}^2.$$

з. Проверка заданной величины δt :

$$\delta t = \frac{k \Delta t_{ср}}{\alpha_1} = \frac{3030 \cdot 69,5}{4980} = 42,2,$$

что отличается менее чем на 25% от заданной величины.

2. Определение характеристик пароохладителя

Конструктивно поверхность охлаждения пароохладителя выполнена

$$H_{рег} = 15,5 \text{ м}^2.$$

Для определения характеристик регулятора производим дополнительные расчеты при расходе воды $d_{рег} = 25; 50; 75$ и 100% для поверхности нагрева пароохладителя 15,5 м². Расчеты сведены в таблицу.

Таблица расчетов парохладителя при $d_{\text{пер}} = 25$;50; 75 и 100%; $D_K = 230 \text{ м/час}$ и $t_{\text{нг}} = 215^\circ$

№ п/п	Формулы и условные обозначения	Размерность	$d_{\text{пер}} = 25\%$
1	$t_{\text{в до пер}}$	$^\circ\text{C}$	215
2	$\Delta t_{\text{пер}}^{\text{не}}$ (принимая)	$^\circ\text{C}$	27
3	$Q_{\text{пер}} = 1,3 \cdot 0,5 D_K \times$ $\times (i_{\text{не}}^{510} + \Delta t_{\text{пер}}^{\text{не}} - i_{\text{не}}^{510})$	ккал/час	$1,3 \cdot 115000 (829,7 - 813,2) =$ $= 2465000$
4	$t_{\text{в пер}}^{\text{п}} = t_{\text{в до пер}}^{\text{до}} +$ $+ \frac{Q_{\text{пер}}}{0,01 d_{\text{пер}} \cdot 0,5 D_K}$	ккал/кг	$220,5 + \frac{2465000}{0,25 \cdot 115000} =$ $= 306,4$
5	$t_{\text{в пер}}^{\text{п}}$	$^\circ\text{C}$	289,3
6	$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{в пер}}^{\text{п}} - t_{\text{в до пер}}^{\text{до}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{в до пер}}^{\text{до}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{в пер}}^{\text{п}}}}$	$^\circ\text{C}$	$\frac{289,3 - 215}{2,3 \lg \frac{315,3 - 215}{315,2 - 289,3}} = 54,9$
7	$t_{\text{в ср}}^{\text{ср}} = t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{ср}}$	$^\circ\text{C}$	$315,2 - 54,9 = 260,3$
8	$w_{\text{в}} = \frac{0,01 d_{\text{пер}} \cdot 0,5 D_K}{3600 \cdot F_{\text{в}}}$	м/сек	$\frac{0,25 \cdot 115000 \cdot 0,001264}{3600 \cdot 0,0057} =$ $= 1,78$
9	α_2 (по номограмме V)	ккал/м ² ·час· $^\circ\text{C}$	$10700 \cdot 1,1 = 11750$
10	δt (принимая)	$^\circ\text{C}$	30
11	α_0 (по номограмме II)	ккал/м ² ·час· $^\circ\text{C}$	4450
12	$\alpha_0 w_{\text{п}}^2$	—	$4450 \cdot 1,1^2 = 5385$
13	β (по левому графику номограммы III)	—	1,2
14	$\alpha_1 = \beta \alpha_0$	ккал/м ² ·час· $^\circ\text{C}$	$1,2 \cdot 4450 = 5340$
15	$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}$	»	$\frac{1}{\frac{1}{5385} + \frac{0,003}{40} + \frac{1}{11750}} =$ $= 2880$
16	$\delta t = \frac{k \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1}$	$^\circ\text{C}$	$\frac{2880 \cdot 54,9}{5340} = 29,6$

$d_{\text{пер}} = 50\%$	$d_{\text{пер}} = 75\%$	$d_{\text{пер}} = 100\%$
215	215	215
37	41	44
$1,3 \cdot 115000 (835,7 - 813,2) =$ $= 3370000$	$1,3 \cdot 115000 (838,1 - 813,2) =$ $= 3720000$	$1,3 \cdot 115000 (839,9 - 813,2) =$ $= 4000000$
$220,5 + \frac{3370000}{0,5 \cdot 115000} =$ $= 279,1$	$220,5 + \frac{3720000}{0,75 \cdot 115000} =$ $= 263,6$	$220,5 + \frac{4000000}{115000} =$ $= 255,25$
267,0	253,7	246,4
$\frac{267,0 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 267,0}} =$ $= 71,5$	$\frac{253,7 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 253,7}} =$ $= 79,2$	$\frac{246,4 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 246,4}} =$ $= 83,2$
$315,2 - 71,5 = 243,7$	$315,2 - 79,2 = 236,0$	$315,2 - 83,2 = 232,0$
$\frac{0,50 \cdot 115000 \cdot 0,001264}{3600 \cdot 0,0057} =$ $= 3,44$	$\frac{0,75 \cdot 115000 \cdot 0,001208}{3600 \cdot 0,0057} =$ $= 5,1$	$\frac{115000 \cdot 0,001201}{3600 \cdot 0,0057} =$ $= 6,75$
$10700 \cdot 1,12 \cdot 1,74 =$ $= 20800$	$14600 \cdot 1,15 \cdot 1,74 =$ $= 29200$	$13100 \cdot 1,15 \cdot 2,41 =$ $= 36100$
43	52	54
4150	3900	3850
$4150 \cdot 1,1^2 = 5020$	$3900 \cdot 1,1^2 = 4720$	$3850 \cdot 1,1^2 = 4660$
1,2	1,2	1,2
$1,2 \cdot 4150 = 4980$	$1,2 \cdot 3900 = 4680$	$1,2 \cdot 3850 = 4625$
$\frac{1}{\frac{1}{4980} + \frac{0,003}{40} + \frac{1}{20800}} =$ $= 3030$	$\frac{1}{\frac{1}{4680} + \frac{0,003}{40} + \frac{1}{29200}} =$ $= 3100$	$\frac{1}{\frac{1}{4625} + \frac{0,003}{40} + \frac{1}{36100}} =$ $= 3135$
$\frac{3030 \cdot 71,5}{4980} = 43,4$	$\frac{3100 \cdot 79,2}{4680} = 52,4$	$\frac{3135 \cdot 83,2}{4825} = 56,4$

№ п/п	Формулы и условные обозначения	Размерность	$d_{\text{пер}} = 25\%$
17	$Q_{\text{пер}} = H_{\text{пер}} \Delta t_{\text{ср}} k$	ккал/час	$15,5 \cdot 54,9 \cdot 2880 =$ $= 2,47 \cdot 10^6$
18	$t_{\text{в}}^{\text{п.пер}} = i_{\text{в}}^{\text{до пер}} +$ $\frac{Q_{\text{пер}}}{0,01 d_{\text{пер}} 0,5 D_{\text{к}}}$	»	$220,5 + \frac{2470000}{0,25 \cdot 115000} =$ $= 306,5$
19	$t_{\text{в}}^{\text{п.пер}}$	°C	289,5
20	$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{в}}^{\text{п.пер}} - t_{\text{в}}^{\text{до пер}}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}^{\text{до пер}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}^{\text{п.пер}}}}$	°C	$\frac{289,5 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 289,5}} =$ $= 55,0$
21	$i_{\text{пе}}^{\text{охл}} = i_{\text{пе}}^{510} + \frac{Q_{\text{пер}}}{0,5 D_{\text{к}}}$	ккал/кг	$813,2 + \frac{2470000}{115000} =$ $= 834,7$
22	$t_{\text{пе}}^{\text{охл}}$	°C	545,4
23	$\Delta t_{\text{пе}}^{\text{в}}$	°C	$545,4 - 510 = 35,4$
24	$i_{\text{пе}}^{\text{рез}}$	ккал/кг	$813,2 + \frac{2470000}{1,3 \cdot 115000} =$ $= 829,75$
25	$t_{\text{пе}}^{\text{рез}}$	°C	537,0
26	$\Delta t_{\text{пе}}^{\text{рез}}$	°C	$537,0 - 510 = 27,0$

Примечание. Если полученное значение $\Delta t_{\text{ср}}$ по п. 20 отличается от вычисленного по п. 6 на величину ≥ 1 , то значения $\Delta t_{\text{ср}}$ и $Q_{\text{пер}}$ пересчитываются по значению $\Delta t_{\text{ср}}$, задаваемому, исходя из получаемого по п. 20.

3. Определение неравномерности снижения перегрева¹

Определение коэффициента относительной неравномерности снижения перегрева производим по формуле:

$$\theta = \frac{\Delta t_{\text{макс}} - \Delta t_{\text{мин}}}{\Delta t_{\text{ср}}} \cdot 100\% = \beta \frac{1 - e^{-\beta}}{1 + e^{-\beta}} \cdot 100\%,$$

$$\beta = \frac{2k'L}{w_B c_B \gamma_B d_{\text{вн}} \cdot 3600},$$

$$k' = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2d_{\text{вн}}} k = \frac{0,025 + 0,019}{2 \cdot 0,019} k = 1,16 k;$$

¹ Без учета снижения температур в крайних змеевиках пароохладителя.

$d_{\text{пер}} = 50\%$	$d_{\text{пер}} = 75\%$	$d_{\text{пер}} = 100\%$
$15,5 \cdot 71,5 \cdot 3030 =$ $= 3,360 \cdot 10^6$	$15,5 \cdot 79,2 \cdot 3100 =$ $= 3,805 \cdot 10^6$	$15,5 \cdot 83,2 \cdot 3135 =$ $= 4,05 \cdot 10^6$
$220,5 + \frac{3360000}{0,5 \cdot 115000} =$ $= 278,9$	$220,5 + \frac{3805000}{0,75 \cdot 115000} =$ $= 264,6$	$220,5 + \frac{4050000}{115000} =$ $= 255,7$
266,8	254,5	246,8
$\frac{266,8 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 266,8}} =$ $= 71,6$	$\frac{254,5 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 254,5}} =$ $= 78,7$	$\frac{246,8 - 215}{2,3 \lg \frac{315,2 - 215}{315,2 - 246,8}} =$ $= 83,2$
$813,2 + \frac{3360000}{115000} =$ $= 842,4$	$813,2 + \frac{3805000}{115000} =$ $= 846,25$	$813,24 + \frac{4050000}{115000} =$ $= 848,4$
558,3	564,6	568,2
$558,3 - 510 = 48,3$	$564,6 - 510 = 54,6$	$568,2 - 510 = 58,2$
$813,2 + \frac{3360000}{1,3 \cdot 115000} =$ $= 835,7$	$813,2 + \frac{3805000}{1,3 \cdot 115000} =$ $= 838,7$	$813,2 + \frac{4050000}{1,3 \cdot 115000} =$ $= 840,3$
546,8	552,0	554,7
$546,8 - 510 = 36,8$	$552,0 - 510 = 42,0$	$554,7 - 510 = 44,7$

от вычисленного по п. 6 на величину ≥ 1 , то значения $\Delta t_{\text{ср}}$ и $Q_{\text{пер}}$ пересчитываются до почти полного совпадения заданного и определяемого по п. 20.

При $d_{\text{пер}} = 50\%$ неравномерность снижения перегрева по концам камеры пароохладителя составит:
относительная неравномерность θ :

$$\beta = \frac{2k'L v_B}{w_B c_B d_{\text{вн}} 3600} = \frac{2 \cdot 1,16 \cdot 3030 \cdot 11,35 \cdot 0,001223}{3,44 \cdot 1,125 \cdot 0,019 \cdot 3600} = 0,369,$$

$$\theta = \beta \frac{1 - e^{-\beta}}{1 + e^{-\beta}} \cdot 100 = 0,369 \frac{1 - e^{-0,369}}{1 + e^{-0,369}} \cdot 100 = 6,7\%.$$

абсолютная неравномерность:

$$\delta = \Delta t_{\text{макс}} - \Delta t_{\text{мин}} = \theta \Delta t_{\text{рез}}^{\text{пе}} = 0,067 \cdot 36,8 = 2,46^\circ.$$

Рис. 121. Схема усреднения сечений для прохода пара в пароохладителе котла ТП-230-2

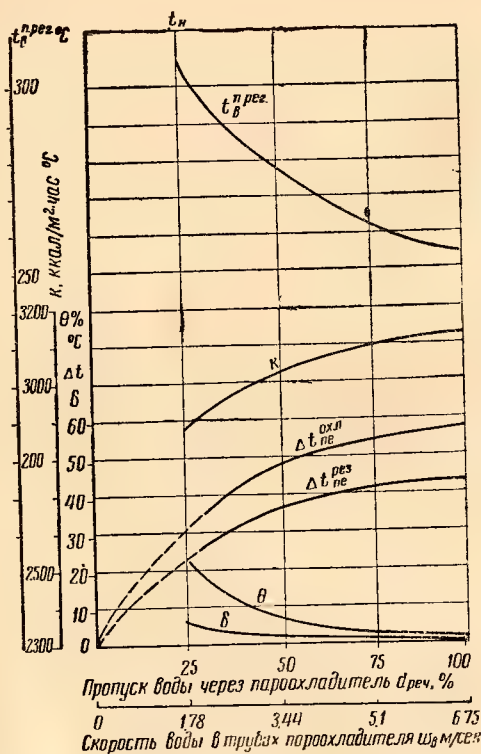
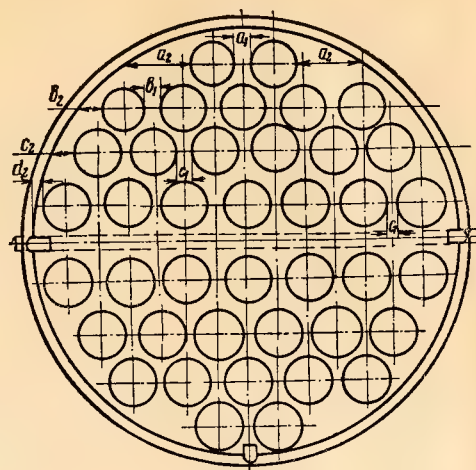


Рис. 122. Расчетные характеристики пароохладителя котла 230 т/час, при температуре охлаждающей воды 215°:

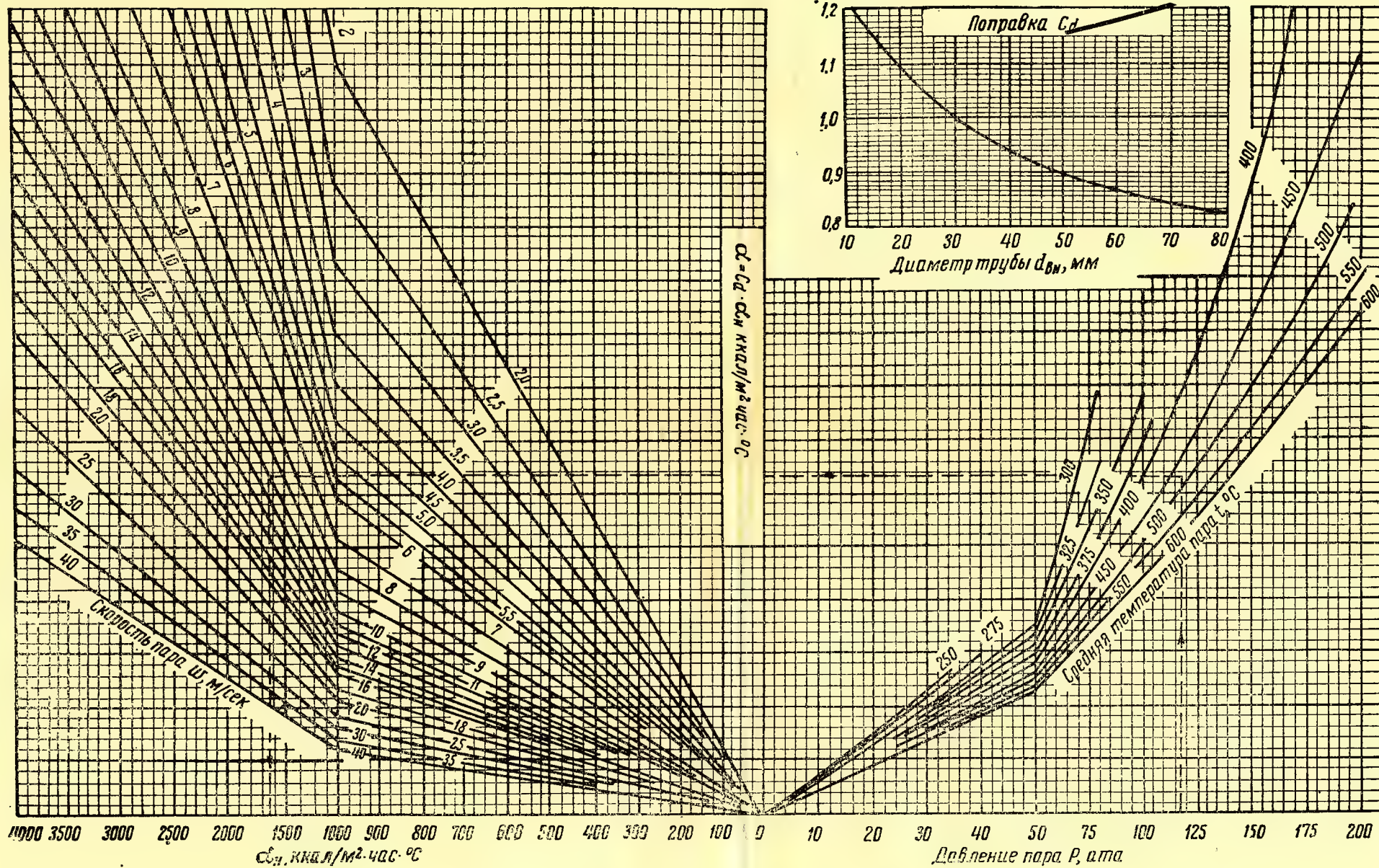
$t_{в.пер}$ — температура воды за пароохладителем; k — коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{пе}$ — снижение температуры пара по тепловосприятию воды; $\Delta t_{пе.рез}$ — результирующее снижение температуры пара; θ — относительная неравномерность распределения температуры пара; δ — абсолютная неравномерность температуры пара

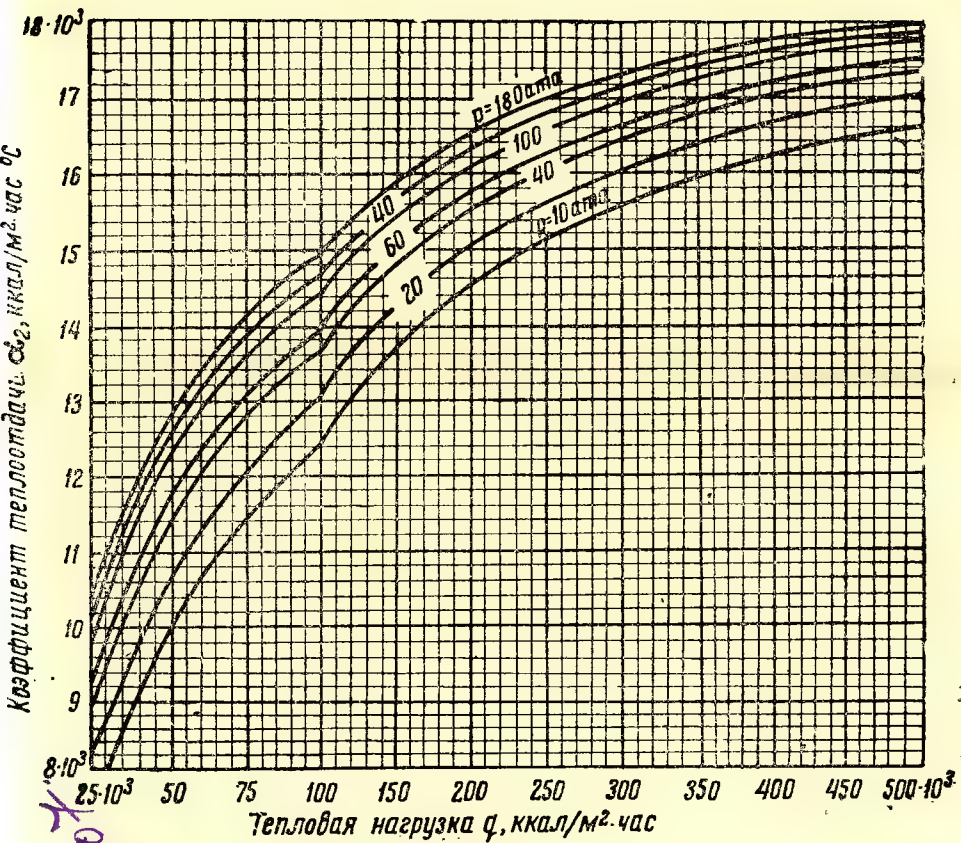
Подобным же образом производятся расчеты и для остальных расходов воды. Ниже приводим результаты расчетов:

Формула	Размерность	$d_{пер} = 25\%$	$d_{пер} = 50\%$	$d_{пер} = 75\%$	$d_{пер} = 100\%$
$\beta = \frac{2 k' L}{w_B c_B \gamma_B d_{вн} 3600}$	—	0,681	0,369	0,254	0,194
$\theta = \beta \frac{1 - e^{-\beta}}{1 + e^{-\beta}} 100$	%	22,35	6,7	3,22	1,86
$\delta = \Delta t_{макс} - \Delta t_{мин}$	°C	6,0	2,46	1,35	0,83

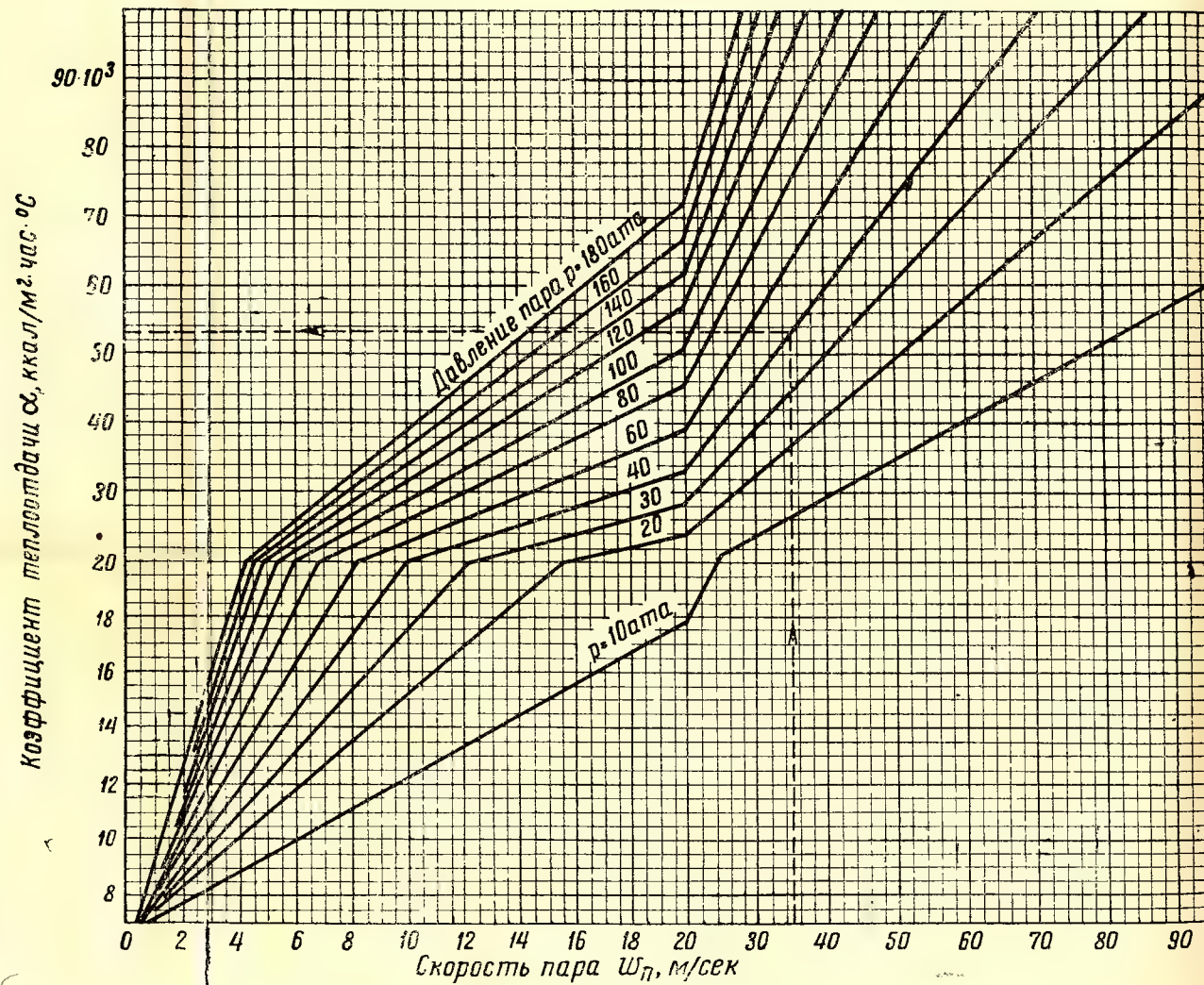
Основные характеристики регулятора перегрева приведены в виде кривых в зависимости от расхода воды через регулятор (рис. 122).

НОМОГРАММА I

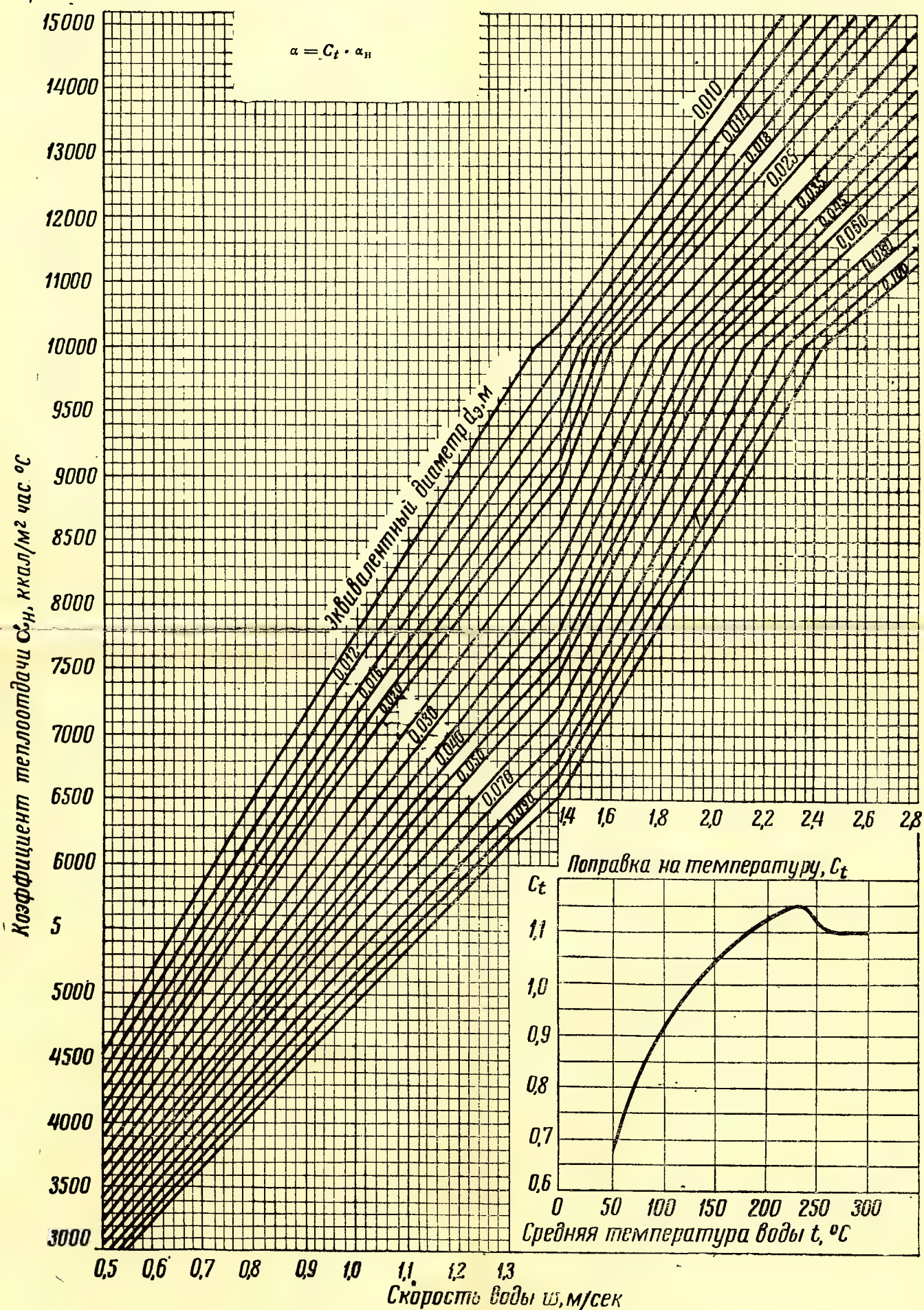




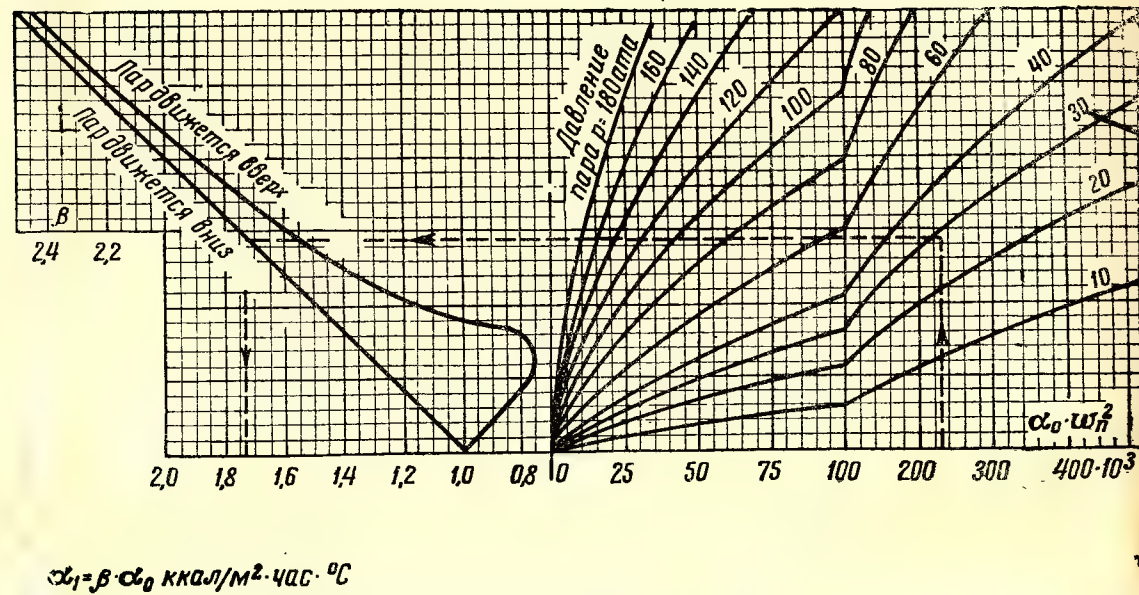
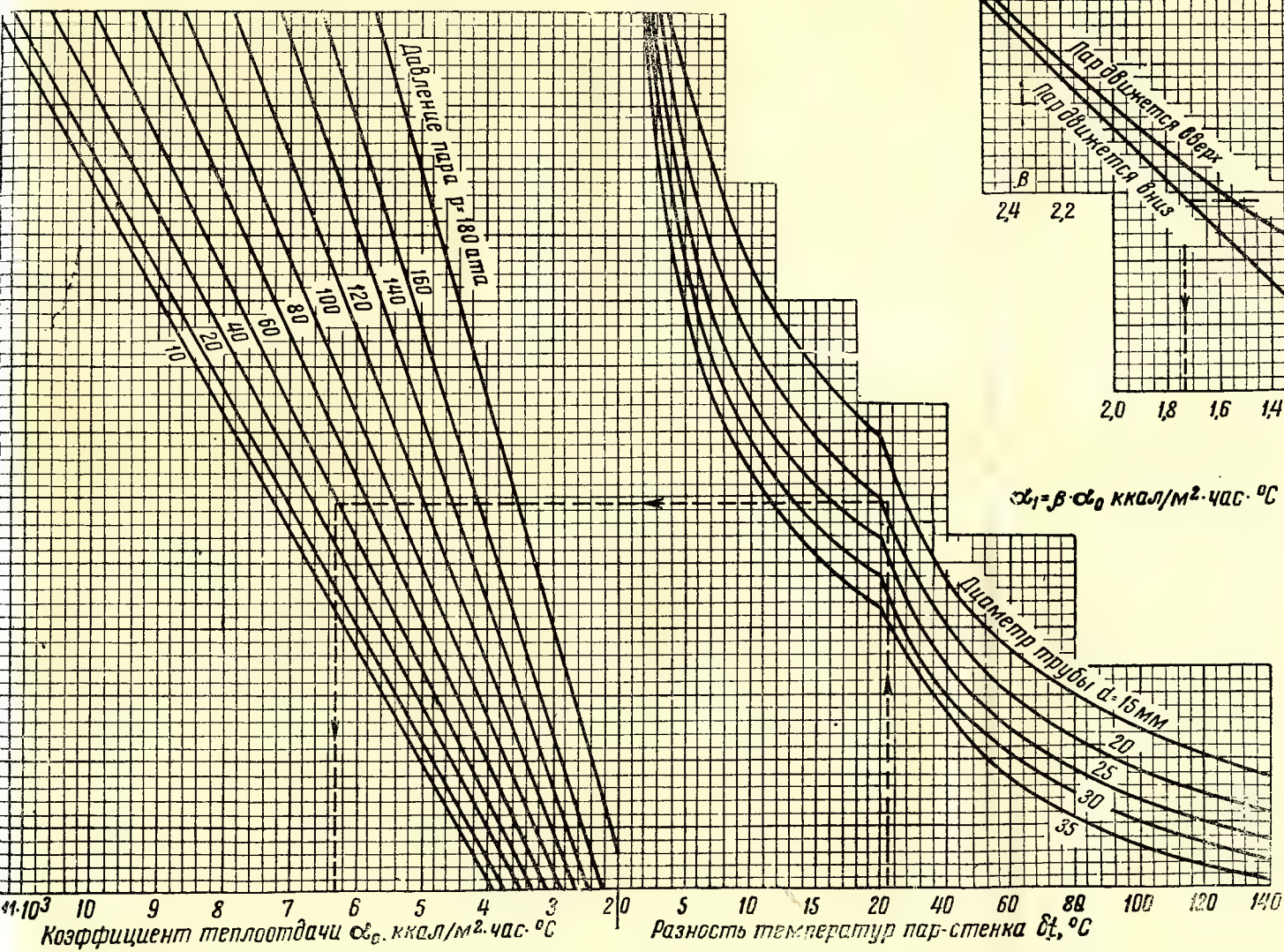
Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде



Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара, движущегося вдоль вертикальной трубы

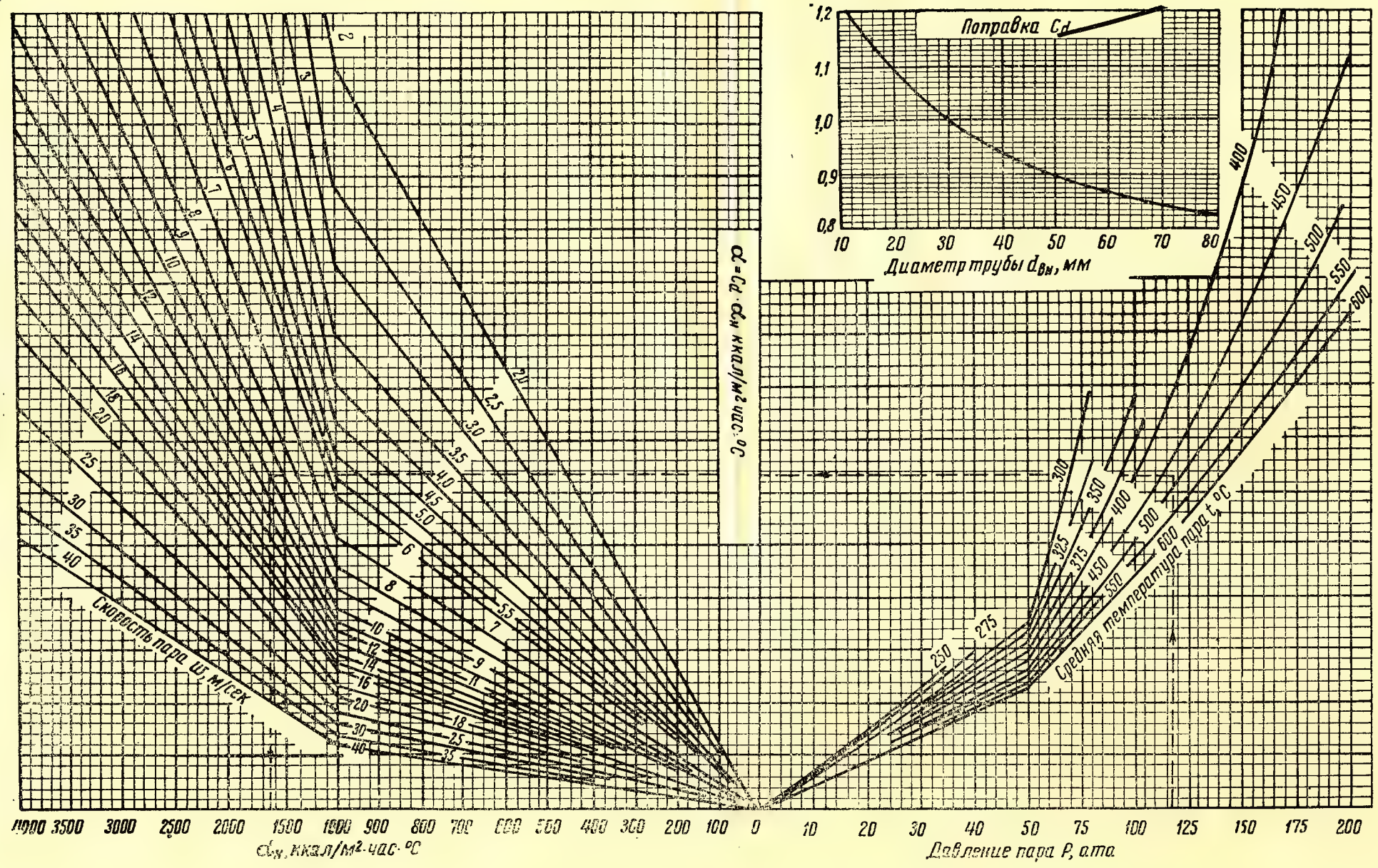


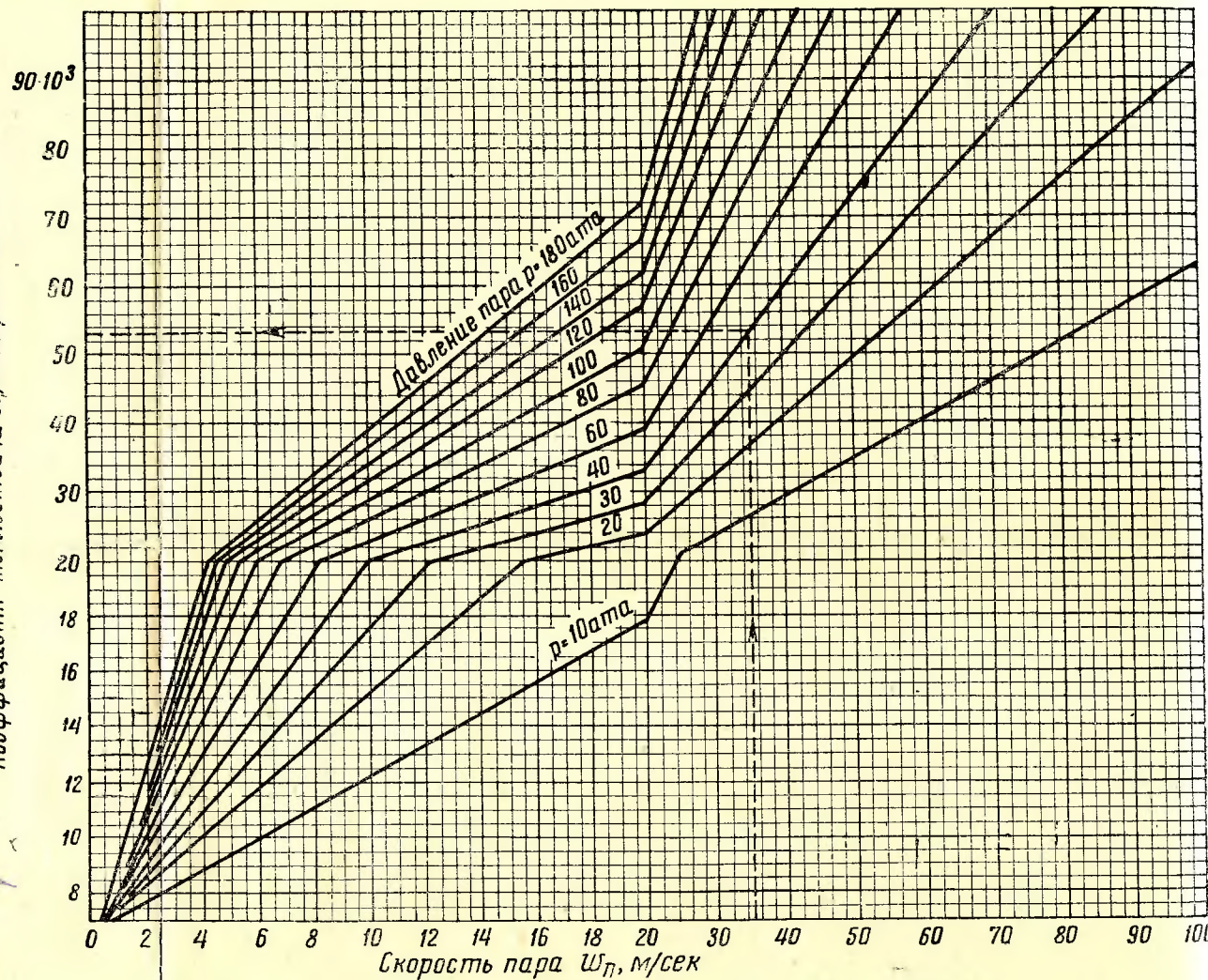
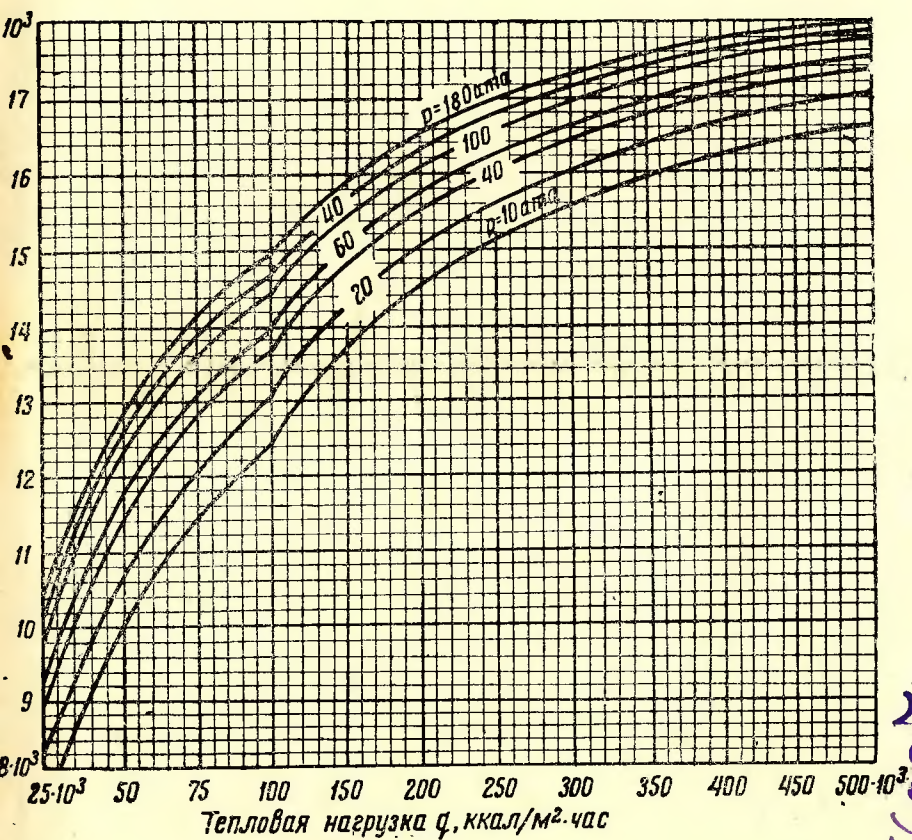
Кoeffициент теплоотдачи от стенки к воде при продольном омывании (при некипящей воде)

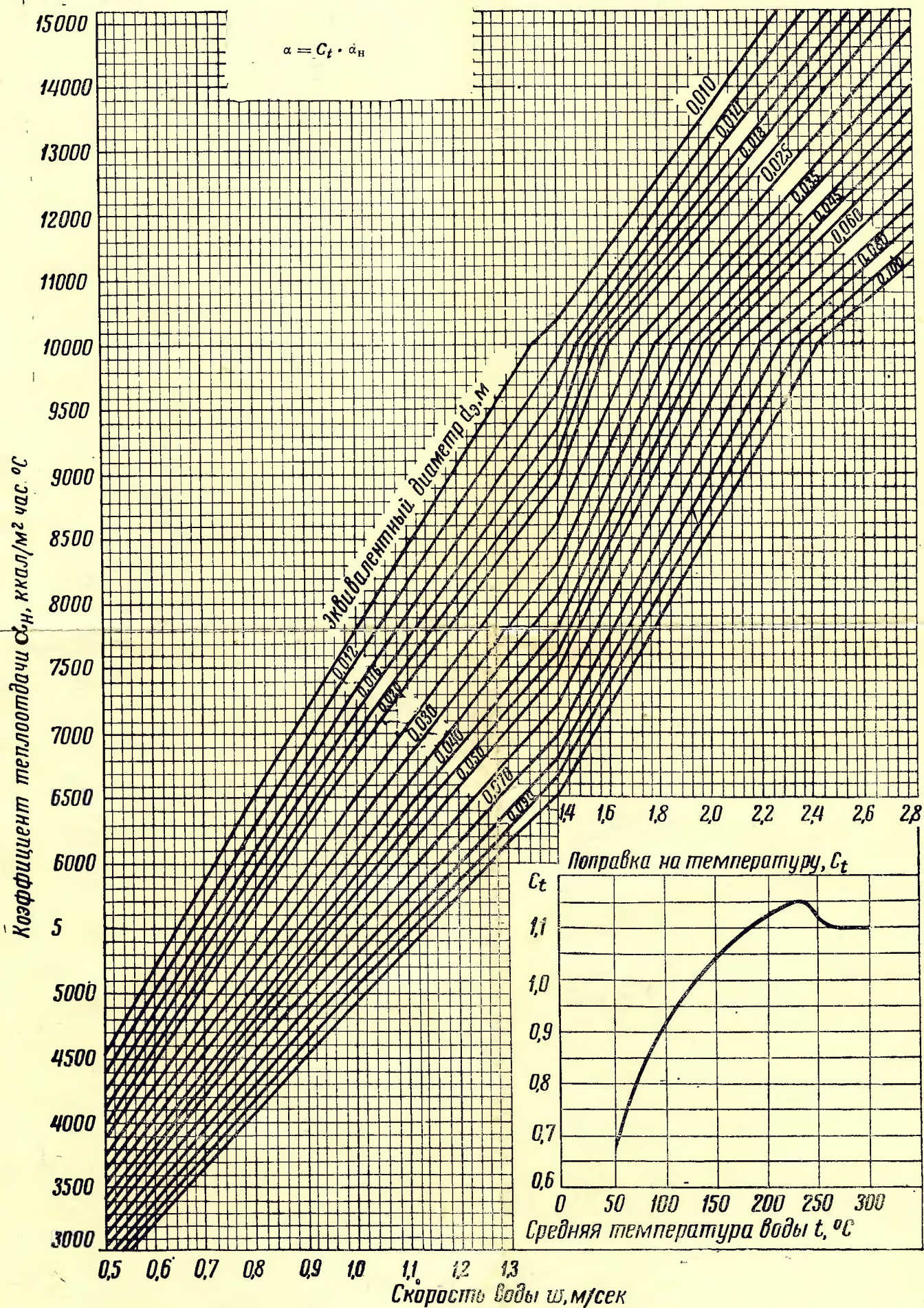


НОМОГРАММА III
Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара
в пучке горизонтальных труб

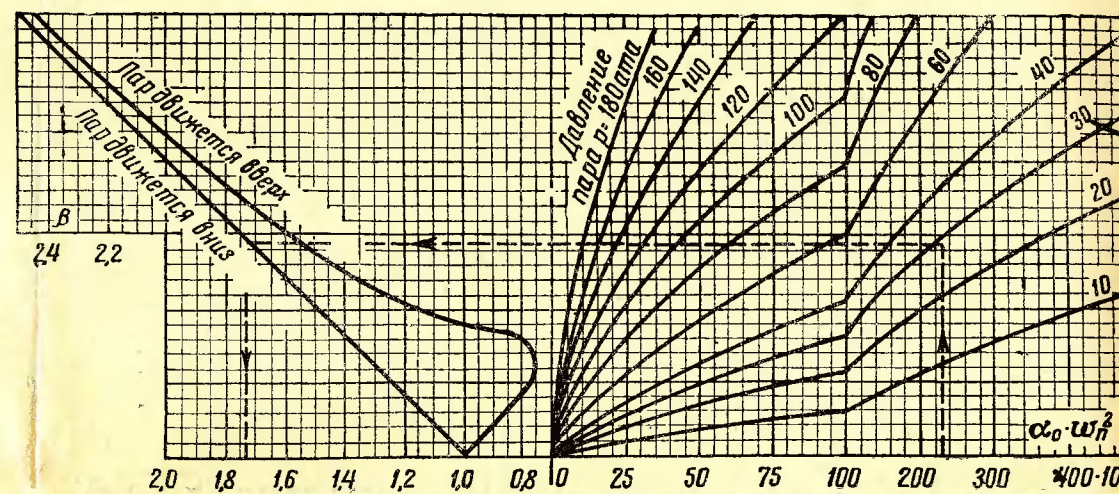
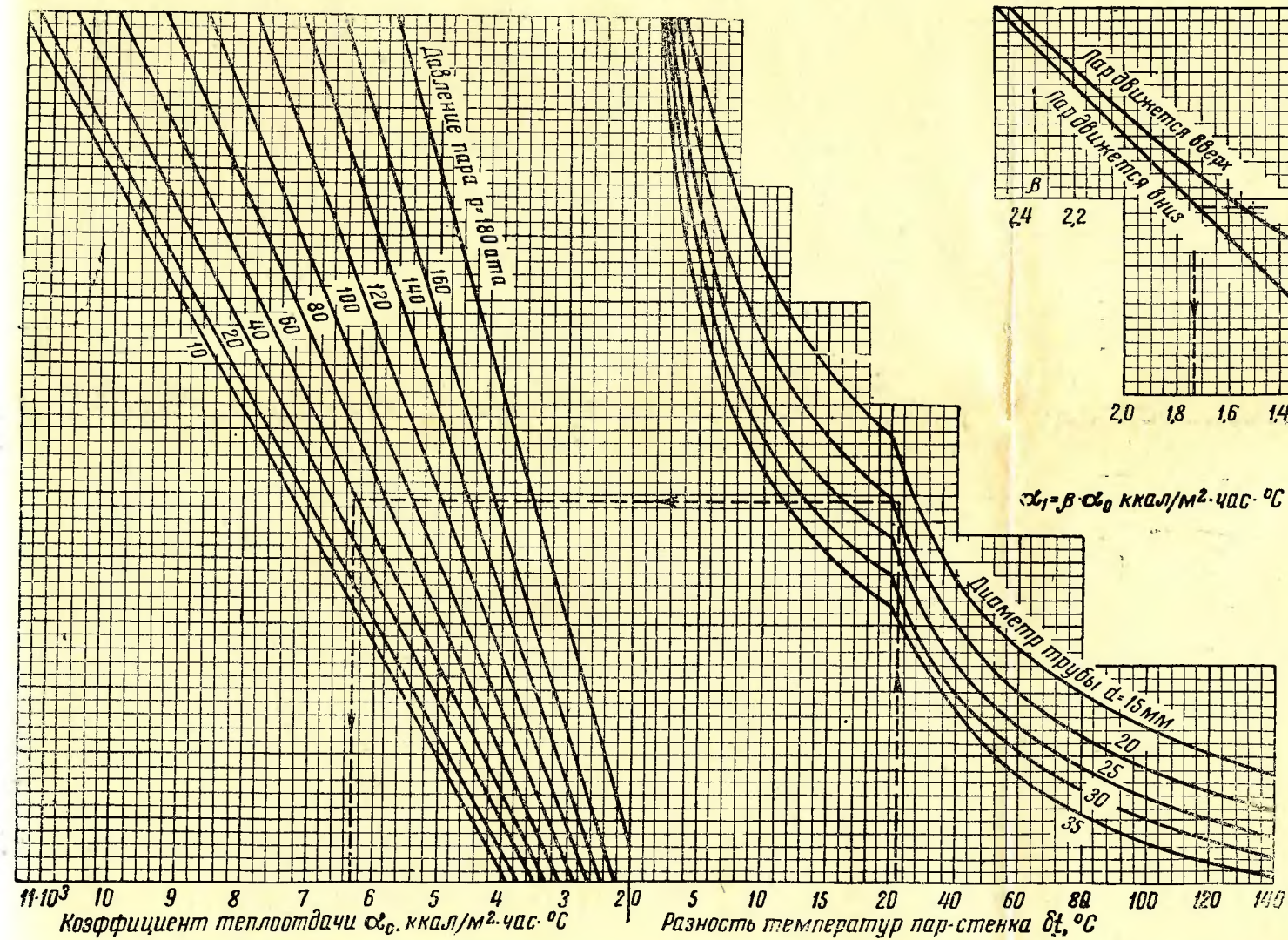
НОМОГРАММА I







Кoeffициент теплоотдачи от стенки к воде при продольном омывании (при некипящей воде)



$$\alpha_1 = \beta \cdot \alpha_0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{С}$$

НОМОГРАММА III
 Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара
 в пучке горизонтальных труб

5 руб. 90 коп.
с 1/1 1961 г. цена 59 коп.